



Уральский
федеральный
университет

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

Уральский
энергетический
институт

В. Л. БЛИНОВ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. Л. Блинов

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлению подготовки
13.03.03 — Энергетическое машиностроение

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2020

УДК 621.1.01(075.8)

ББК 31.16я73

Б69

Рецензенты:

заместитель главного конструктора АО «Уральский турбинный завод» канд. техн. наук *А. А. Ямалтдинов*;

д-р техн. наук, проф. *С. М. Шанчуров* (завкафедрой «Энергетика» ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»)

Научный редактор канд. техн. наук *Б. С. Ревзин*

Блинов, В. Л.

Б69 Энергетические машины и установки : учебное пособие / В. Л. Блинов ; Мин-во науки и высш. образования РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020. — 128 с.

ISBN 978-5-7996-3147-5

В пособии представлен вводный материал в курс «Энергетические машины и установки». В издании изложены принципы действия наиболее распространенных на объектах топливно-энергетического сектора энергетических машин и установок. Представлена их классификация и некоторые особенности проектирования и эксплуатации. Также кратко затронуты вопросы энергосбережения, экологии и перспектив развития энергетических машин и установок.

Учебное пособие предназначено для студентов, слушателей системы подготовки, переподготовки и повышения квалификации специалистов газотранспортных предприятий и энергетического комплекса.

Табл. 2. Рис. 36.

УДК 621.1.01(075.8)

ББК 31.16я73

Учебное издание

Блинов Виталий Леонидович

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

Редактор И. В. Коршунова

Верстка О. П. Игнатъевой

Подписано в печать 08.12.2020. Формат 70×100/16. Бумага офсетная.
Цифровая печать. Усл. печ. л. 10,3. Уч.-изд. л. 7,22. Тираж 100 экз. Заказ 237.

Издательство Уральского университета

Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ. 620049, Екатеринбург,
ул. С. Ковалевской, 5. Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41. E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4. Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06. <http://print.urfu.ru>

ISBN 978-5-7996-3147-5

© Уральский федеральный
университет, 2020

Оглавление

1. Введение в энергетические машины и установки	5
1.1. Энергетика и развитие общества	5
1.1.1. Энергия ветра и воды	6
1.1.2. Паровая энергия	7
1.1.3. Электричество	8
1.1.4. Силовые двигатели	11
1.1.5. Атомная энергия	14
1.1.6. Возобновляемые источники энергии	15
1.2. Топливоно-энергетические ресурсы	17
1.2.1. Виды топлив	17
1.2.2. Возобновляемые ресурсы	18
1.3. Классификация энергетических машин и установок	19
1.3.1. Понятие энергетических машин и установок	19
1.3.2. Классификация двигателей	20
1.4. Современная энергетическая отрасль России	21
1.4.1. Структура энергетической отрасли	22
1.4.2. Энергетический машины и установки в энергетике	23
1.5. Современная газовая отрасль России	26
1.5.1. Структура газовой отрасли	26
1.5.2. Энергетические машины и установки в газовой отрасли	27
Контрольные вопросы к главе 1	29
 2. Энергетические машины в топливоно-энергетической промышленности	 30
2.1. Лопаточные машины	30
2.1.1. Классификация и особенности лопаточных машин	30
2.1.2. Принципы действия лопаточных машин	32
2.2. Энергетические машины для повышения давления газов (компрессоры)	36
2.2.1. Классификация компрессоров	36
2.2.2. Конструкция и принцип действия осевых компрессоров	37
2.2.3. Параметры и эксплуатационные характеристики осевых компрессоров	43

2.2.4. Конструкция и принцип действия центробежных компрессоров	50
2.2.5. Параметры и эксплуатационные характеристики центробежных компрессоров	56
2.3. Энергетические машины для перекачивания жидкостей (насосы).....	63
2.3.1. Насосные установки	63
2.3.2. Принцип действия осевых и центробежных насосов	65
2.3.3. Основные параметры и эксплуатационные характеристики насосов.....	68
2.4. Энергетические машины для получения механической энергии (турбины)	76
2.4.1. Газовые турбины.....	77
2.4.2. Паровые турбины	80
2.4.3. Описание и принцип действия осевой турбины	81
2.4.4. Радиальные турбины	86
2.4.5. Гидротурбины	89
2.4.6. Ветротурбины	94
Контрольные вопросы к главе 2.....	97
3. Энергетические установки в топливно-энергетической промышленности	98
3.1. Паротурбинные установки	98
3.2. Установки, работающие по органическому циклу Ренкина	103
3.3. Газотурбинные установки.....	106
3.4. Парогазовые установки.....	113
3.5. Установки в гидро- и ветроэнергетике.....	115
3.6. Основные понятия энергосбережения и экологии.....	117
3.6.1. Понятие энергосбережения	117
3.6.2. Потенциал энергосбережения.....	119
3.6.3. Энергосбережение на предприятии и в быту	121
3.6.4. Экологические показатели.....	123
Контрольные вопросы к главе 3.....	124
Список библиографических ссылок.....	126

1. Введение в энергетические машины и установки

Современный мир тяжело представить без электричества, тепла и различных механизмов, делающих нашу жизнь современной. Человечество на протяжении всей истории стремилось «приручить» энергию. С древних времен мы нуждаемся в дополнительной силе — двигателях, которые позволили бы людям эффективней (быстрее и продуктивнее, качественнее) заниматься земледелием, осваивать новые территории, строить дома и т. д., иными словами, выживать и делать жизнь безопасной и комфортной.

Энергия играет ключевую роль в формировании наших условий существования, поэтому производство и потребление энергии являются важными направлениями человеческой деятельности. В переводе с древнегреческого языка термин **энергия** означает силу, действие, деятельность, мощь. Энергия — это скалярная физическая величина, являющаяся единой мерой различных форм движения и взаимодействия материи, мерой перехода движения материи из одних форм в другие. Другими словами, энергия — это физическая величина, показывающая, какую работу может совершить тело (несколько тел). Количество энергии измеряется в джоулях (Дж).

В природе существуют разные виды энергии, например механическую, электрическую, магнитную, тепловую, химическую, ядерную (или атомную) и т. д. Каждая из них имеет свои особенности.

Большую часть энергии (в виде электромагнитных волн) всё существующее на Земле получает от Солнца.

1.1. Энергетика и развитие общества

Независимо от того, где люди находили энергию для поддержания своего общества и культуры, ясно, что человеческая жизнь всегда была во власти вековой потребности в энергии.

Человечество на протяжении всей истории стремилось «приручить» энергию. Долгое время люди полагались на химическую (калорийную) энергию, полученную из пищи, которая производит механическую (кинетическую) работу мышц. Поначалу использовалась своя мускульная сила, впоследствии — прирученных и одомашненных животных. Это была эра биоэнергетики. В процессе развития удалось преодолеть физические ограничения собственного тела, используя инструменты и осваивая энергию природы. Одной из первых была освоена энергия ветра. Человечество использовало паруса для лодок еще в третьем тысячелетии до новой эры (хотя ветряную мельницу с крыльями (лопастями) изобрели лишь в VII в. н. э.). Вскоре была освоена и энергия воды. Так люди стали искать территории для жилья, обладающие энергетическим преимуществом.

1.1.1. Энергия ветра и воды

Территория, которая обладала большими площадями водно-энергетического потенциала, обладала преимуществом — возможностью использовать энергию перемещения воды. Вертикальное водяное колесо распространилось по всей Европе в течение нескольких сотен лет. Водяные мельницы обеспечивали энергией выделку кожи, производство ткани, помол зерна, распиловку дерева, плавку, формовку железа и выполняли множество иных промышленных процессов. В средние века мельницы устанавливались на лодках и мостах, и вместе с этим появляются плотины для аккумуляции энергии воды и направления ее по каналам на рабочие колеса. Производительность труда выросла, зависимость от человеческой и животной мышечной силы постепенно уменьшалась, а места с хорошими водно-энергетическими ресурсами стали центрами экономической и промышленной деятельности человечества. В то же время освоение энергии ветра для движения крупных парусных судов позволило пересечь океан и открыть Америку. Водяное колесо дало мощный толчок развитию металлургии, и начиная с XIII века оно становится устройством, характеризующим технический уровень энергетики вплоть до промышленного переворота в конце XVIII столетия.

На Руси до середины XIV века основным источником механической энергии была мускульная сила людей и животных. Основным источни-

ком тепла, помимо Солнца, являлись дрова из леса. Первое упоминание об использовании гидроэнергии в Москве относится к 1389 году. В завещании Великого князя Дмитрия Донского говорится о работе водяных мельниц на реках Яузе и Ходынке. В 1516 году на Руси появилась первая каменная плотина, которая была сооружена на речке Неглинной. В 1723 году по указу императора Петра I на берегах реки Исеть началось строительство крупнейшего в России железоделательного завода. Энергию для приведения в действие механизмов завода должна была обеспечить плотина, сооружение которой и стало началом строительства нового города. В настоящее время это место называется Историческим сквером. В результате сооружения плотины на реке Исеть образовался пруд, называющийся сейчас Городским прудом. Датой рождения города стал день 7 (18) ноября 1723 года, когда в цехах завода был осуществлен пробный пуск боевых молотов. В честь императрицы Екатерины I и покровительницы горных ремесел Святой Великомученицы Екатерины завод-крепость нарекли Екатеринбург. Плотины и по настоящее время используются для выполнения целого ряда задач, но сегодня — это огромные строения.

1.1.2. Паровая энергия

Современная эпоха началась с восемнадцатого века с внедрения паровой энергии. Изобретение универсального парового двигателя явилось вторым этапом промышленного переворота XVIII века. На смену ранней гидроэнергетике пришла теплоэнергетика.

Развитие энергетики протекало во взаимосвязи с развитием машин и характеризовалось непрерывным нарастанием единичных мощностей энергетических установок. В 1782 году Джеймс Уатт получил английский патент на паровой двигатель с расширением, он также ввел первую единицу мощности — лошадиную силу (позднее его именем была названа другая единица мощности — ватт). Лучшие водяные и ветряные колеса средневековья достигали мощности 40–60 лошадиных сил (1 л. с. = 0,736 кВт). Паровая машина Уатта благодаря экономичности получила широкое распространение и сыграла огромную роль в переходе к машинному производству.

Взаимоотношения в областях добычи угля, железной промышленности и паросиловых установок привели к достижениям в области па-

ровой техники. Человечество поняло, что сила пара преодолела географическую зависимость от энергии воды, что один паровой двигатель может работать на несколько заводов, в то время как водяные колеса были подвержены остановкам, вызванными засухой, наводнениями и замерзанием рек. Хотя энергия воды являлась доминирующим энергоносителем для производства на протяжении большей части девятнадцатого века, в итоге паровая энергия оказалась более гибкой и экономически эффективной. Вскоре паровые двигатели распространились на речных судах и железных дорогах.

Французский ученый Сади Карно в 1824 г. разработал основы теории паровых машин (циклы Карно). Он показал, что чем больше разность температур подводимого и отводимого тепла у теплоносителя, тем выше эффективность тепловой машины. Со времен Карно тепловые (паровые, газовые и др.) машины стали развиваться в направлении повышения параметров теплоносителя (температуры и давления). Этими вопросами занимались Стирлинг, Эриксон и др.

В результате использования парового двигателя установилась постоянная связь между ископаемыми энергетическими ресурсами и индустриализацией. Вначале в качестве топлива использовалось дерево, потом уголь. Позднее дефицит и высокая стоимость качественного угля в совокупности с открытием месторождений нефти привели к ее использованию в качестве топлива для паровых двигателей в течение первой половины двадцатого столетия.

1.1.3. Электричество

К концу XVIII века человечество начинает исследовать феномен электричества. В 1791 году итальянский анатом Луиджи Гальвани опубликовал труд «Трактат о силах электричества при мышечном движении». Это открытие через 121 год дало толчок исследованиям человеческого организма с помощью биоэлектрических токов (обнаружение больных органов при исследовании их электрических сигналов). Опыты Гальвани натолкнули профессора Тессинского университета Алессандро Вольту на изобретение нового источника электричества. Он создал прибор, способный за счет химической энергии производить электризацию тел (поддерживать в проводнике движение зарядов, то есть электрический ток). Изобретение было названо в честь Галь-

вани гальваническим элементом, а электрический ток, получающийся от этого элемента, — гальваническим током. В 1802 году итальянский ученый Романьози обнаружил отклонение магнитной стрелки компаса под влиянием электрического тока, протекавшего по расположенному вблизи проводнику. Первым, кто правильно смог объяснить причину этого явления, был французский ученый Андре Мари Ампер. Оказалось, что ток способствует возникновению в проводнике магнитного поля. Одной из важнейших заслуг Ампера было то, что он впервые объединил два разобщенных ранее явления — электричество и магнетизм — одной теорией электромагнетизма. Воодушевленный этими открытиями английский ученый Майкл Фарадей предположил, что не только магнитное поле может воздействовать на магнит, но и наоборот — движущийся магнит будет оказывать воздействие на проводник. Позже данное открытие послужило основой для создания трех главных устройств электротехники — электрического генератора, электрического трансформатора и электрического двигателя.

Важным этапом развития энергетики стала электрификация, являющаяся стержнем современной энергетической техники. У истоков освещения с помощью электричества стоял Василий Владимирович Петров, профессор Медико-хирургической академии в Петербурге. Исследуя световые явления, вызываемые электрическим током, он в 1802 году сделал свое знаменитое открытие — электрическую дугу, сопровождающуюся появлением яркого свечения и высокой температуры. В 1876 году в России была сооружена первая электростанция на Сормовском машиностроительном заводе. Уже в апреле 1879 года впервые в России электрическими фонарями освещен объект — мост Александра II (сегодня это Литейный мост) в Санкт-Петербурге. Первая в мире центральная станция была пущена в работу в 1882 году в Нью-Йорке, она имела мощность 500 кВт. В Москве впервые электрическое освещение появилось в 1881 году, тогда зажглись первые 100 электросветильников, из которых 24 освещали площадь у Храма Христа Спасителя. Первая стационарная городская электростанция на постоянном токе появилась в Москве в 1888 году. А еще в 1874 году русский инженер Федор Пироцкий предложил использовать в качестве проводника электрической энергии железнодорожные рельсы, позже такая система нашла развитие в виде современного метро.

Одной из ключевых технологических проблем в использовании энергии являлась ее передача. Производство электроэнергии с помо-

щью первых батарей, затем на основе явления электромагнитной индукции, передача электроэнергии по медным проводам, и развитие электродвигателей в конечном счете произвели революцию в транспортировке энергии. К концу XIX века прямое подключение промышленных машин от водяных, ветряных мельниц и паровых двигателей через приводные валы и ремни уступило место электрическому приводу, получающему энергию по проводам, протянутым от удаленных гидроэлектростанций и паротурбинных установок. В результате структура заводов в XX веке кардинально изменилась, поскольку машины с электроприводом можно было установить где угодно. Электроэнергия вытеснила конные и паровые повозки троллейбусами, заменила газ и керосин для освещения, дрова и уголь в печах и обогревателях. Первоначальным стандартом для систем производства и распределения электроэнергии стала система Эдисона, основанная на постоянном токе. Но она не могла быть легко применена для передачи электроэнергии на большие расстояния (что возможно при использовании переменного тока). Осуществляя конкуренцию с компанией Эдисона в области электроэнергетики, компания Вестингауза использовала переменный ток, что сделало возможным развитие крупных генерирующих электростанций, расположенных на больших расстояниях от потребителей. А первым, кто изобрел прибор для измерения количества использованной электроэнергии (электрический счетчик), был Томас Эдисон.

Бурный рост электроэнергетики и теплоэнергетики в России начался в 20-е годы XX столетия после принятия по предложению В. И. Ленина плана ГОЭЛРО (Государственной электрификации России). План был утвержден 22 декабря (ныне день энергетики) 1920 года на VIII Всероссийском съезде Советов. План ГОЭЛРО должен был быть реализован в течение десяти-пятнадцати лет, а его результатом должно было стать создание крупного индустриального хозяйства, что имело огромное значение для экономического развития страны.

Самая первая тепловая электростанция, построенная по плану ГОЭЛРО в 1922 году, называлась «Уткина заводь» (в день пуска переименована в «Красный Октябрь» и так проработала до 2010 года, а сегодня — это Правобережная ТЭЦ ПАО «ТГК-1»). Днем начала теплофикации в России можно считать 25 ноября 1924 года, когда заработал первый теплопровод, предназначенный для общего пользования в доме № 96 на набережной реки Фонтанки. Так, электростанция № 3,

которую переоборудовали для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, является первой в России теплоэлектроцентралью, а Ленинград (ныне Санкт-Петербург) — пионером теплофикации.

1.1.4. Силовые двигатели

Дальнейшее развитие техники с появлением электрогенераторов переменного тока и наступлением века электричества выявило потребность в новых быстроходных двигателях. Паровые машины были универсальными двигателями, но постепенно проявлялись их недостатки: низкая экономичность (при этом еще и топливо постоянно дорожало), невозможность получения больших мощностей в одном агрегате (потребность в мощности быстро росла) и сравнительная тихоходность. Для решения этих недостатков появились паровые турбины, которые и сегодня являются основными двигателями современных электростанций.

Еще в XVIII веке теорией турбин занимался Д. Бернулли, который исследовал динамику различных потоков энергии. Во многих странах ученые, исследователи, механики предлагали различные варианты конструкций турбин (Б. Фурнейрон, Д. Френсис, А. Пельтон, К. Лаваль, Ч. Парсонс и др.).

Паровые машины и турбины требовали устройства, в котором была бы топка, котел, охлаждающий агрегат. Они выполняли свое назначение, однако были очень громоздки и неудобны в эксплуатации. Уже в конце XVII века появилась идея создания двигателя внутреннего сгорания (ДВС), в котором не нужен котел и топка, так как газообразное рабочее тело получает энергию от сжигания топлива внутри рабочего цилиндра. В основе первой попытки создания ДВС легла идея Х. Гюйгенса о пороховой машине, хотя она не была реализована из-за отсутствия подходящего топлива. Бурное развитие добычи и переработки нефти в конце XIX и начале XX веков стало стимулом для создания этого вида двигателя, работающего на жидком топливе. Двигатели внутреннего сгорания стали незаменимыми для получения сравнительно небольших и средних мощностей при умеренной быстроходности. Еще во второй половине XIX века французский механик Э. Ленуар изобрел горизонтальный двигатель внутреннего сгора-

ния двойного действия с КПД около 4 %. Менделеев Д. И. разработал теорию горения топлива, которая позволяла определить теплотворную способность топлив различного состава, выбрать оптимальные режимы горения и многое другое. Первый четырехтактный двигатель внутреннего сгорания был построен немцем Николаусом Отто в 1876 году, затем он был усовершенствован русским инженером О. Костовичем. Этими же вопросами занимались немецкие изобретатели Г. Даймлер и К. Бенц (основатели концерна «Мерседес»). Первый дизель-мотор (немецкого инженера Рудольфа Дизеля) был изготовлен в 1897 году, он содержал все основные элементы современного мотора и являлся самым экономичным из ДВС. Двигатели внутреннего сгорания стали использоваться в качестве силовых установок судов, тепловозов, электростанций постоянного тока и, конечно, автомобилей. Большое применение ДВС получили и в новой активно развивающейся отрасли — авиации.

С последующим развитием техники известные двигатели перестали удовлетворять новым потребностям, в первую очередь именно в авиации. Повышение требуемой мощности с ростом грузоподъемности и скорости самолетов бензиновыми поршневыми двигателями покрываться уже не могло. Установка на один самолет большего числа двигателей (до 8 штук) значительно усложняла и утяжеляла его, а легко воспламеняющийся бензин создавал опасность пожара. Выходом стал переход на газовые турбины, которые позволяют развивать большую удельную мощность, а их топливо было менее пожароопасным.

Так, в XX веке появились турбореактивный двигатель и газовая турбина. Начало развитию таких двигателей положил англичанин Д. Барбер еще в 1791 году, когда получил патент на тепловой двигатель, в котором продукты сгорания смеси воздуха и газа подавались на лопатки турбины. Первый работающий газотурбинный двигатель был сконструирован и испытан в 1897 году русским инженером-изобретателем П. Д. Кузьминским, топливом для этого двигателя служил керосин.

Ученые и инженеры всего мира многие годы работали над созданием эффективной газовой турбины, но до середины пятидесятых годов XX века каких бы то ни было высоких результатов получено не было (как минимум для стационарных установок), хотя опыт и знания создания паровых турбин уже был. Это связано с двумя основными трудностями, преодолеть которые пытались долгие годы. Во-первых, в отличие от двигателя внутреннего сгорания, в котором сжатие воздуха

происходит в поршне, и паровой турбины, в которой сжатый воздух не нужен вообще, для работы газовой турбины требовалось большое количество сжатого воздуха. Его источником стал собственный компрессор, являющийся очень важной и сложной частью газовой турбины. Причем мощность для работы компрессора отбиралась от этой же турбины, что обуславливает требование высокой экономичности компрессора (в противном случае компрессор попросту потребит всю мощность и газовая турбина не выполнит своего назначения — не выработает полезную мощность). Кроме того, такие компрессоры характеризуются достаточно узким диапазоном устойчивой работы. Именно данный узел в определенной степени притормаживал развитие газотурбинных установок и двигателей. Во-вторых, в газовой турбине сгорание топлива происходит непосредственно перед лопатками турбины, охлаждение которых чрезвычайно усложнено и при этом еще снижает экономичность установки. В паросиловых установках топливо сжигается в топке котла, и до сравнительно высоких температур нагреваются лишь стенки его трубок, которые без сравнительных проблем охлаждаются с внутренней стороны водой или паром. В двигателях внутреннего сгорания топливо сжимается непосредственно в цилиндре, стенки которого также без особых проблем охлаждаются воздухом или водой снаружи и свежим засасываемым поршнем воздухом изнутри. Экономичность газовых турбин напрямую зависит от начальной температуры газа перед лопатками (чем выше температура, тем выше экономичность). Поэтому для разработки газовых турбин, имеющих приемлемую экономичность, необходимо было повышать температуру, что, кроме сложности конструирования, изготовления и больших затрат на охлаждение элементов горячего тракта турбины, было связано с решением еще одной крупной задачи — созданием материалов, способных выдерживать высокие температуры длительное время. Прежде других с решением этих задач справилась авиация, в которой потребность в большой мощности назрела давно. В земных условиях газовые турбины стали широко применять гораздо позже, когда удалось поднять их на требуемый уровень экономичности.

Начало добычи природного газа в больших количествах и необходимость его дальней транспортировки послужили толчком для развития стационарного газотурбостроения в нашей стране. Именно газовые турбины, несмотря на относительно невысокую экономичность в то время, стали наиболее выгодным и удобным видом привода ком-

прессоров для транспорта газа, поскольку источником топлива для них служил все тот же транспортируемый газ.

В XXI веке одним из ключевых направлений развития энергетического сектора является применение парогазовых установок, объединяющих в один цикл паро- и газотурбинную установку.

1.1.5. Атомная энергия

На протяжении XX века электроэнергия стала повсеместным явлением, а ископаемые виды топлива стали важнейшими ресурсами для производства электроэнергии. Использование энергетических ресурсов возросло неимоверно, а с увеличением размеров и эффективности электростанций стоимость электроэнергии резко снизилась, что, в свою очередь, стимулировало еще большее потребление электроэнергии. Гидроэнергетика при этом продолжала играть важную роль в современной энергетической системе, но легкодоступные территории уже были освоены. Инженеры постоянно улучшали паротурбинные установки для наибольшей выработки электроэнергии из меньшего количества топлива. В 1960-х годах рост эффективности электростанций практически прекратился и соответственно стоимость электроэнергии стала расти. К этому времени уже активно стали проявляться негативные последствия — растущее загрязнение окружающей среды, сопровождающееся кислотными дождями и другими отрицательными воздействиями на нее, было результатом активного использования ископаемого топлива. Поиски альтернативы ископаемым видам топлива для выработки электроэнергии привели человечество к атомной энергии.

Исследования в области физики привели к открытию явления радиации. Наиболее значимые работы в этой области принадлежат Марии Складовской-Кюри, чьи исследования излучения соединений урана подготовили почву для последующих разработок в атомной структуре и внутренней энергии атома. Работы Э. Ферми и других физиков-ядерщиков непосредственно привели к созданию атомной бомбы, которую Соединенные Штаты дважды использовали против Японии в 1945 году. Вскоре ядерная энергия стала одной из самых перспективных решений энергетической проблемы. Впервые в истории ядерный реактор произвел пригодное для использования количество электро-

энергии 20 декабря 1951 года в нынешней Национальной лаборатории INEEL Департамента энергии США. Тогда реактор выработал достаточную мощность, чтобы зажечь простую цепочку из четырех 100-ваттных лампочек. Советские ученые приступили к разработке первых проектов мирного использования атомной энергии еще во второй половине 1940-х годов, а 27 июня 1954 года в городе Обниск была запущена первая атомная электростанция. К концу XX века в мире насчитывалось уже более 400 атомных электростанций. Промышленно развитые страны во всем мире строили электростанции для удовлетворения постоянно повышающегося спроса на электроэнергию, но и в ядерной энергетике не обошлось без недостатков. Так различные инциденты в сочетании с нерешенной проблемой захоронения радиоактивных ядерных отходов, а также увеличение времени строительства эффективных и безопасных объектов приостановили дальнейшее развитие атомных электрических станций в Соединенных Штатах. Тем не менее атомная энергия продолжает использоваться во всем мире.

1.1.6. Возобновляемые источники энергии

Конец XX века ознаменован различными событиями, связанными как с высокими темпами строительства новых станций, началом развития возобновляемых источников энергии, так и с появлением первых проблем от сформировавшейся огромной мировой энергосистемы и попытками их решить. Поскольку современное сообщество все больше зависит от электроэнергии, аварии на электросетях наносят ощутимые убытки предприятиям, населению и правительствам, то на жизненно важных объектах (больницы, военные объекты и т. д.) для функционирования жизнедеятельности во время аварий в энергосистемах используются автономные источники питания (аккумуляторы, генераторы). Активно развиваются энергоустановки малой мощности.

Продолжается и развитие альтернативной энергетики. По всему миру строили солнечные и ветряные электростанции, гидроэлектростанции (ГЭС), приливные и волновые электростанции, геотермальные станции, биоэнергетические объекты и т. д. В сентябре 1985 года состоялось пробное включение генератора первой солнечной электростанции СССР в сеть, а полностью станция вступила в строй в 1986 году. Предшественница современных ветроэлектростанций с горизонтальной

осью имела мощность 100 кВт и была построена в 1931 году в Ялте (она имела башню высотой 30 метров), а к 1941 году единичная мощность ветроэлектростанций достигла 1,25 МВт. В 1992 году началось строительство крупнейшей в мире ГЭС «Три ущелья» в Китае на реке Янцзы мощностью 22,5 ГВт. Напорные сооружения ГЭС образуют крупное водохранилище площадью 1045 км², полезной емкостью 22 км³. При создании водохранилища было затоплено 27 820 га обрабатываемых земель, было переселено около 1,2 млн человек, под воду ушли города Ваньсянь и Ушань. Полное завершение строительства и ввод в официальную эксплуатацию состоялся 4 июля 2012 года. Еще одним хорошо известным источником энергии является подземное тепло нашей планеты. На глубине нескольких километров под землей залегают раскаленные до 100–200 °С массивы, на нескольких миллионах квадратных километров располагаются подземные реки и моря глубиной залегания до 3,5 км и с температурой воды до 200 °С. Пробурив скважину, можно получить фонтан пара и горячей воды и пустить данный дар природы на обогрев зданий или на турбины электростанций. Такая картина наблюдается на территории большинства стран мира. Первая в России геотермальная теплоэлектростанция была построена еще в 1966 году. А столица Исландии Рейкьявик сегодня получает тепло исключительно от горячих подземных источников.

Перспективным считается развитие гибридных электростанций, работающих одновременно на нескольких источниках энергии (ветер, солнечная энергия, природный газ и т. д.). Например, в 2009 году в Израиле заработала первая гибридная солнечно-газовая электростанция, которая построена из 30 солнечных отражателей и одной «цветочной» башни. Для сохранения мощности системы в течение всех суток она может переключиться на газовую турбину во время наступления темноты. Установка занимает относительно немного места и может работать в удаленных районах, которые не подключены к центральным энергетическим системам.

Все описанные выше энергетические перемены в истории человечества сопровождались важнейшими открытиями в различных сферах науки и разработкой новых инженерных устройств, новых энергетических машин и установок. Без новых технологий не получится использовать новые виды энергии.

Попробуйте представить, что будет следующим шагом в энергетической истории человечества.

1.2. Топливо-энергетические ресурсы

Энергетическими ресурсами является различное ископаемое топливо, водные ресурсы (реки), а также ресурсы других нетрадиционных видов энергии (солнечная, ветровая, геотермальная и т. д.). Такие виды энергии, как солнечная, ветровая, а также энергия рек и другая, считаются возобновляемыми ресурсами, а ископаемое топливо относится к невозобновляемым ресурсам.

1.2.1. Виды топлив

Топливо — это вещество, которое экономически целесообразно использовать для получения значительного количества теплоты [1]. Ископаемое топливо может быть твердое (уголь, торф, горючие сланцы), жидкое (нефть, мазут) и газообразное (природный газ, доменный газ). Условное топливо — топливо, теплота сгорания которого принята равной 29,35 МДж/кг. Теплота сгорания — количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании топлива (выражается в джоулях на килограмм, Дж/кг). Является качественным показателем эффективности топлива. Используются понятия высшая теплота сгорания Q_v (количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании вещества, включая теплоту конденсации водяных паров при охлаждении продуктов сгорания) и низшая теплота сгорания Q_n (соответствует тому количеству теплоты, которое выделяется при полном сгорании без учета теплоты конденсации водяного пара).

Углеводородное топливо по происхождению делится на природное и искусственное. Например, антрацит ($Q_n = 30...35$), древесина ($Q_n = 10...12$), бурый и каменный уголь ($Q_n = 23...27$), торф ($Q_n = 10...13$), горючие сланцы ($Q_n = 6...10$) являются природным видом твердого топлива, а кокс, древесный уголь, отходы обогащения — искусственным. Аналогично, нефть является природным жидким топливом, а бензин ($Q_n = 44...46$), керосин ($Q_n = 44...46$), мазут ($Q_n = 40...42$), дизтопливо ($Q_n = 40...42$) и другие являются искусственными видами. Природный и попутный нефтяной газы ($Q_n = 35...37$) являются природными видами газообразного топлива, а генераторный газ ($Q_n = 5...7$), побочные газы, водород и другие — искусственными.

В соответствии с Федеральным законом ФЗ № 69 «О газоснабжении в Российской Федерации» газом считается природный газ, нефтяной (попутный) газ, отбензиненный сухой газ, газ из газоконденсатных месторождений, добываемый и собираемый газо- и нефтедобывающими организациями, а также газ, получаемый (вырабатываемый) газо- и нефтеперерабатывающими организациями. Газ характеризуется высокой транспортабельностью от производителя к потребителю, высокой теплотворной способностью, возможностью хранения в сжатом и сжиженном видах, а также он обладает большой экологической чистотой (особенно по сравнению с нефтью). Из природного газа в ходе технологических преобразований также возможно получить жидкие углеводороды [2].

Топливо-энергетический баланс — это обобщающая характеристика объемов добычи, переработки, транспорта, преобразования и распределения первичных, переработанных и преобразованных видов топлива и энергии, начиная от стадии добычи топливо-энергетических ресурсов и кончая стадией подачи всех видов топлив и энергии к энергопотребляющим установкам. Анализ топливо-энергетического баланса позволяет выявить потери топливо-энергетических ресурсов, связанные с добычей топлива, а также распределением тепловой и электрической энергии в виде пара и горячей воды.

1.2.2. Возобновляемые ресурсы

С каждым годом человечество потребляет все большее количество энергоресурсов. Чаще всего для получения энергии, необходимой для освещения и отопления наших жилищ, работы автотранспорта и различных механизмов, используются такие ископаемые углеводороды, как уголь, нефть и газ. Только незначительная часть энергии добывается на нашей планете с помощью возобновляемых ресурсов. Их удельный вес в энергетике составляет около 5–10 %. Порядка 3 % человечество получает в виде ядерной энергии, производимой на атомных электростанциях. Нефти и природного газа хватит на 30–50 лет, угля — на несколько тысяч лет.

Из возобновляемых источников энергии наибольшее развитие получила гидроэнергетика (по некоторым оценкам, до 9 % от общей выработки электроэнергии). Общий вклад солнечной, ветровой, при-

ливной энергии в мировое энергопроизводство значительно меньше и составляет доли процента. Перспективным считается использование биомассы. В некоторых странах для освоения энергии биомассы нашли широкое применение биогазовые установки для получения искусственного горючего газа.

1.3. Классификация энергетических машин и установок

Энергетика — это область современного хозяйства, охватывающая изучение и использование природной энергии. В более узком смысле — это отрасль техники, занимающаяся производством, преобразованием, передачей, распределением и потреблением энергии в различных ее формах. Различают энергетическое (связанное с получением энергоносителя — водяного пара, газа и т. д.) и технологическое или промышленное (связанное с производством металла, строительных материалов, химического сырья, всех видов транспорта и т. п.) использование энергии.

1.3.1. Понятие энергетических машин и установок

В первую очередь стоит разобраться, в чем же разница между энергетическими машинами и энергетическими установками.

Энергетическая машина — устройство, предназначенное для преобразования энергии из одного вида в другой.

Энергетическая установка — комплекс машин, механизмов, теплообменных аппаратов, источников энергии, устройств и трубопроводов и прочих систем, предназначенных для выполнения требуемой работы.

К энергетическим машинам и установкам относятся котельные установки, промышленные печи, паро- и газотурбинные установки, плазменные энергетические установки, сушильные, компрессорные, холодильные, криогенные машины, машины в отоплении, вентиляции и кондиционировании и т. п.

Классификация энергоустановок достаточно условная. Существует множество различных подходов к распределению их по группам. Стоит начать классификацию с назначения устройств. В соответствии с ра-

нее представленным определением энергетики энергетические машины и установки можно разделить по полезному назначению на устройства для производства, преобразования, передачи, распределения или потребления энергии.

1.3.2. Классификация двигателей

Поскольку под энергией понимают способность тел совершать работу, то физической основой энергетической техники является движение, переходящее из одной формы в другую.

Двигатель — машина, преобразующая любой вид энергии в механическую работу.

Двигатели делятся на первичные и вторичные двигатели. Первичный двигатель — двигатель, непосредственно преобразующий природные энергетические ресурсы (топливо, водная энергия, энергия ветра и т. п.) в механическую энергию. Вторичный двигатель — двигатель, преобразующий энергию, полученную за счет работы первичных двигателей в механическую энергию, например электродвигатели, поршневые и турбинные двигатели, использующие энергию сжатого воздуха и т. п.

В двигателях могут быть использованы следующие типы источников энергии: электрические, постоянного тока (электродвигатель постоянного тока), переменного тока (синхронные и асинхронные), электростатические, тепловые, механические, химические, ядерные, гравитационные, пневматические, гидравлические, лазерные.

Двигатели классифицируются по типу движения (преобразование энергии в типы движения): вращательное движение твердых тел, поступательное движение твердых тел, возвратно-поступательное движение твердых тел, движение реактивной струи и другие виды движения.

По роду используемого рабочего тела можно их разделить на паровые, газовые, плазменные и т. д. По техническим принципам получения механической энергии — на поршневые, турбинные, роторные, комбинированные. По своему назначению — на стационарные и транспортные и т. д. В связи с принципиально различными требованиями к двигателю в зависимости от его назначения двигатели, идентичные по принципу действия, могут называться корабельными, авиационными, автомобильными и т. п. Также их можно клас-

сифицировать по параметрам, например по мощности, температуре рабочих тел и т. д.

По устройству тепловые двигатели можно разделить на внешнего и внутреннего сгорания. Двигатели внешнего сгорания — класс двигателей, в которых источник тепла или процесс сгорания топлива отделены от рабочего тела (поршневые паровые двигатели, паровые турбины, двигатели Стирлинга, паровой двигатель). Двигатели внутреннего сгорания — класс двигателей, у которых образование рабочего тела и подвод к нему тепла объединены в одном процессе и происходят в одном технологическом объеме (двигатели с герметично запираемыми рабочими камерами (поршневые и роторные ДВС), двигатели с камерами, откуда рабочее тело имеет свободный выход в атмосферу, например газовые турбины).

Все группы и типы энергоустановок можно разделить на подклассы и подтипы.

1.4. Современная энергетическая отрасль России

Исторически большая часть электроэнергии в России, как и в мире в целом, вырабатывалась на тепловых электрических станциях (ТЭС) с паротурбинными установками (ПТУ). В основе технологического процесса классических ПТУ ТЭС лежит термодинамический цикл Уильяма Ренкина. В начале XX века передовые ПТУ работали с начальными параметрами пара 9 МПа и 535 °С. В начале XXI века большинство установок подобного типа имеют начальные параметры пара 24 МПа и 540–560 °С. Низкий темп роста средней температуры подвода теплоты в цикл, 70 °С за столетие, и соответственно ограничение экономичности связаны с особенностями использования водяного пара и повышенными требованиями к материалам конструкций таких установок. В газотурбинной установке применение газа значительно упрощает задачу повышения начальной температуры (произошло двукратное увеличение температуры газа за половину столетия) при подводе теплоты в цикле Джорджа Брайтона, но при этом значительно усложняет снижение температуры отвода теплоты. Объединение этих циклов в одном процессе, в цикл Брайтона — Ренкина (в некоторых зарубежных источниках Джоуля — Ренкина), позволяет существенно повысить экономичность установки.

В XXI веке в России строительство электростанций выходит на новый уровень, намечается тенденция по наращиванию новых генерирующих мощностей, начинается эра применения парогазового цикла. КПД парогазовых установок достигает 60 %, что почти вдвое превышает эффективность устаревших традиционных ТЭС, значительная часть оборудования которых спроектирована 50 и более лет назад и не отвечает современным требованиям по тепловой экономичности, маневренности, автоматизации, воздействию на окружающую среду и ремонтным затратам.

1.4.1. Структура энергетической отрасли

Электроэнергетика является базовой инфраструктурной отраслью России, которая обеспечивает население, инфраструктурные и промышленные объекты нашей страны электроэнергией и экспортирует ее за рубеж. По объему генерации электроэнергии РФ занимает третье место в мире, а по экспорту ее за рубеж — четвертое.

С 1992 по 2008 годы монополистом на рынке генерации и энерго-транспортировки России являлось Российское акционерное общество «Единая энергетическая система России» (ОАО РАО «ЕЭС России»), которое объединяло практически всю российскую энергетику. В 2008 году в процессе реформирования оно было ликвидировано, а на его месте возникли государственные естественно-монопольные компании, а также приватизированные генерирующие и сбытовые компании.

Единая энергетическая система (ЕЭС) России делится на 70 региональных энергосистем, которые, в свою очередь, образуют 7 объединенных энергетических систем, стабильное взаимодействие которых контролирует Системный оператор Единой энергетической сети. В 2010–2020 годах суммарная установленная мощность всех электростанций России, которых по всей стране эксплуатируется более 1500, составляет приблизительно 240 ГВт (рис. 1.1). Примерно половина всей электроэнергии генерируется крупными тепло- и гидроэлектростанциями с установленной мощностью свыше 1 ГВт, которых насчитывается около 50 станций, а также 10 атомными электростанциями, на долю которых приходится приблизительно 19 % генерируемой электроэнергии. Годовое потребление и производство электро-

энергии превышает 1 000 млрд кВт·ч. Двенадцать компаний владеют порядка 90 % всех генерирующих мощностей ЕЭС России: ОАО «Русгидро», ООО «Газпром энергохолдинг», группа «Интер РАО», ОАО «Концерн Росэнергоатом», ОАО «ЕвроСибЭнерго», ПАО «Т Плюс», ПАО «Юнипро», ООО «Сибирская генерирующая компания», ОАО «Энел Россия», АО «Татэнерго», ОАО «Фортум», ПАО «Квадра». Передача электрической энергии от электростанций потребителям осуществляется по электросетям, которые связаны между собой трансформаторными подстанциями. Суммарная протяженность линий электропередач всех классов напряжений на территории России превышает 2,5 млн км. Подавляющим большинством объектов электропередачи страны владеет ПАО «Россети», и только незначительная их часть принадлежит частным компаниям. Без учета обслуживающих и смежных отраслей приблизительный объем энергетики составляет около 3 % ВВП России [3].

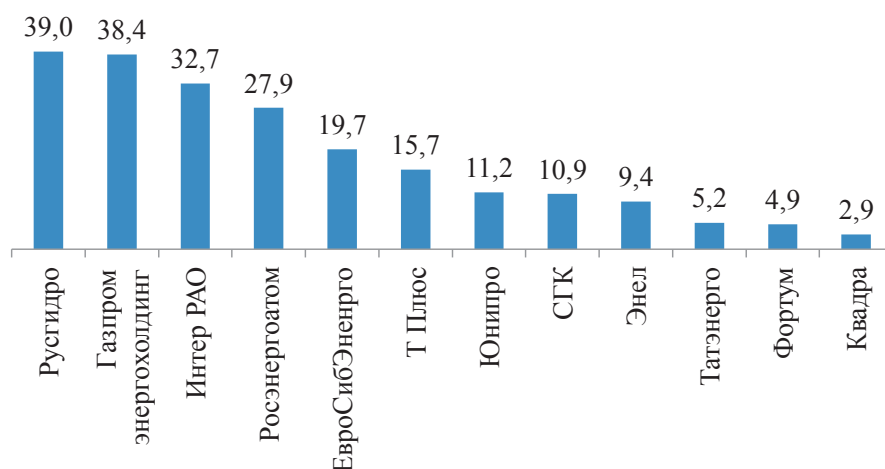


Рис. 1.1.1. Установленная мощность энергетических объектов генерирующих компаний России

1.4.2. Энергетический машины и установки в энергетике

Одними из основных энергетических установок, эксплуатируемых на объектах энергетики, являются паротурбинные установки, газотурбинные установки, парогазовые установки, гидроустановки, ветро-

установки и т. д. Среди энергетических машин можно выделить различные типы турбин, насосов, компрессоров, котлов и т. д.

Больше половины установленной мощности ЕЭС России (рис. 1.2) приходится на традиционные паротурбинные ТЭС, средний КПД которых находится на уровне 32,5 %. Суммарная мощность установленных паротурбинных установок превышает 120 ГВт (табл. 1.1). Большинство объектов имеют значительную наработку, зачастую превышающую установленный ресурс оборудования. Их доля сокращается и замещается объектами с газотурбинными и парогазовыми установками. Суммарная мощность эксплуатируемых на объектах нашей страны парогазовых установок разных типов составляет около 25 ГВт и непрерывно растет. Значительная доля установленной мощности приходится на объекты гидроэлектростанций (до 20 %) и атомных электростанций (около 12 %). Мощность объектов возобновляемой энергетики (в основном ветроэлектростанций и солнечных электростанций) в общей структуре ЕЭС России не превышает 1 %.

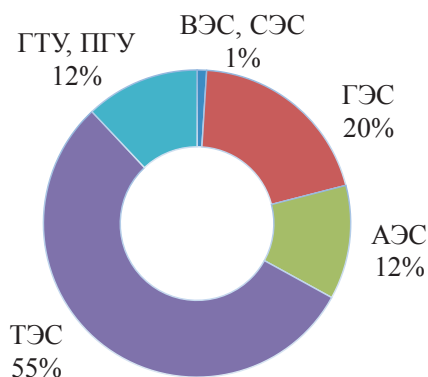


Рис. 1.2. Структура мощности Единой энергетической системы России

До 30-х годов XXI века прогнозируется рост спроса на электроэнергию и снижение установленной мощности ЕЭС, что обусловлено выводом из эксплуатации стареющего генерирующего оборудования. Снижение дефицита мощности представляется наиболее целесообразным на базе современных ГТУ и ПГУ.

Газотурбостроение является одной из сложнейших отраслей энергомашиностроения, поэтому наличие конкурентоспособной газотурбинной установки собственного производства в «техническом мире» считается признаком технологической развитости страны. Негатив-

ной особенностью энергетических объектов нашей страны является эксплуатация большого количества зарубежного газотурбинного оборудования. Только в энергетике, по данным минэнерго, более 60 % газовых турбин, эксплуатируемых на энергетических станциях России, являются импортными.

Таблица 1.1

Структура тепловой энергетики РФ

Тип	Конденсационные ТЭС						Теплофикационные ТЭЦ			
	К1200	К800	К500	К300	К200	Прочие	Т-250	ТЭЦ-130	ТЭЦ-90	Прочие
Энерго-блоки										
Количество	1	16	6	73	84	64	21	600	—	—
Общая мощность, МВт	1200	12860	29680	21730	16850	5010	5230	47990	9840	249
	60630						65550			

Наша страна имеет небольшой опыт производства наземных ГТУ, т. к. первые газовые турбины были выпущены лишь в 50-е годы прошлого столетия (в первую очередь для авиации). Предприятий, выпускающих газовые турбины, в нашей стране не более десяти, а наземных (стационарных) — еще меньше. Ассортимент их продукции небольшой и в основном относится к низким мощностям — номинальная мощность серийной продукции российских предприятий в среднем не превышает 25 МВт. В нашей стране идет доработка существующих проектов ГТУ единичной мощностью в диапазоне 65—180 МВт, но не серийное их производство. Поэтому турбины большой мощности поставляются в основном зарубежными компаниями. Российские предприятия стремятся вступать в кооперацию с мировыми лидерами, однако не все компании заинтересованы в организации производства газовых турбин в России [4]. В XXI веке около 90 % мирового газотурбинного энергомашиностроения формируют три транснациональные корпорации: General Electric, Siemens и Mitsubishi Hitachi (рис. 1.3).

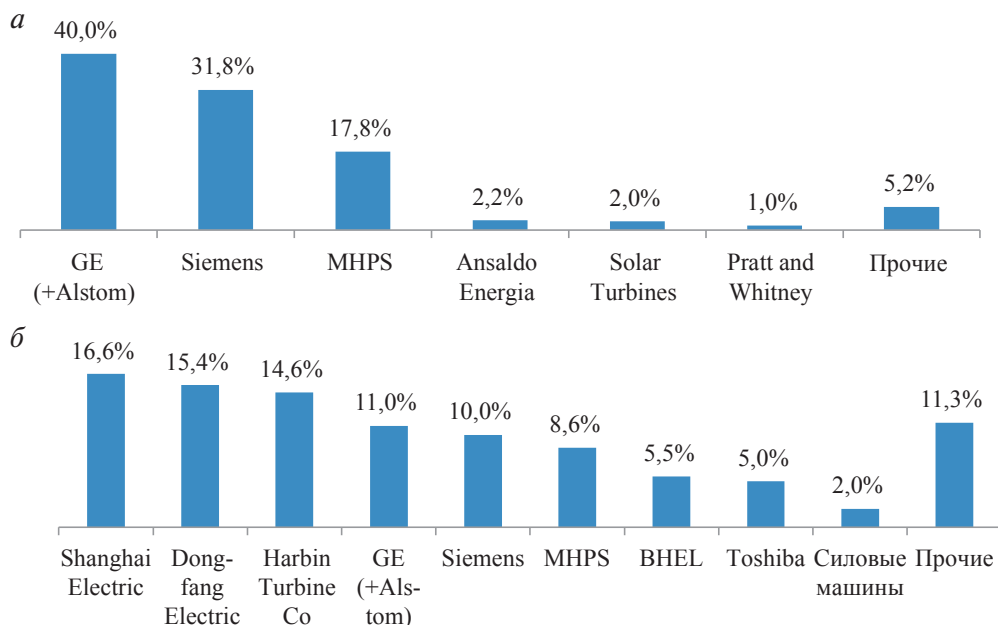


Рис. 1.3. Крупнейшие мировые производители газовых (а) и паровых (б) турбин (по данным 2015 года)

1.5. Современная газовая отрасль России

Газовая отрасль имеет для России важное стратегическое значение. Добываемый в стране природный газ используется в различных сферах и отраслях хозяйственного комплекса России, а также имеет большое значение в реализации ряда векторов внешнеэкономической политики.

1.5.1. Структура газовой отрасли

В России добыча газа осуществляется четырьмя основными группами производителей [2]:

- компаниями Группы «Газпром» (крупнейшая в мире газовая компания);
- независимыми производителями газа («НОВАТЭК», «Сибнефтегаз» и др.);

- вертикально-интегрированными и независимыми нефтяными компаниями («Роснефть», «ЛУКОЙЛ», ТНК-ВР и др.);
- операторами соглашения о разделе продукции (СРП — вид договора об учреждении совместного предприятия для раздела природных ресурсов, заключенного между зарубежной добывающей компанией (подрядчиком) и государственным предприятием (государственной стороной), уполномочивающим подрядчика провести поисково-разведочные работы и эксплуатацию в пределах определенной области в соответствии с условиями соглашения).

По состоянию на 1 января 2016 года добычу природного и попутного нефтяного газа в России осуществляло 257 добывающих предприятий: 81 входит в структуру вертикально-интегрированных и независимых нефтяных компаний (ВИНК), 16 предприятий Группы «Газпром», 4 предприятия ПАО «НОВАТЭК», 153 являются независимыми добывающими компаниями и 3 предприятия — операторы СРП.

По объемам добываемого в России газа большая часть приходится на компании ПАО «Газпром». По данным на 2015 год 63,9 % добычи обеспечивает ПАО «Газпром», 8,2 % — доля ОАО «НОВАТЭК», 13,8 % — добыча ВИНК, 9,9 % — доля независимых компаний, 4,2 % — операторов СРП.

Таким образом, газовая отрасль России характеризуется тем, что в ее структуре доминирующее положение занимает компания ПАО «Газпром», в ведении которой сосредоточены не только значительные ресурсы газа, но и значительные технологические объекты на территории многих субъектов Российской Федерации, а также вся сеть магистральных трубопроводов (Единая система газоснабжения — ЕСГ) с централизацией управления в рамках одной компании. ПАО «Газпром» построено по принципу вертикальной интеграции, т. е. имеет в своем составе все производственные переделы от геологоразведки до распределения газа (в компании обеспечивается выполнение геологоразведочных работ, строительство скважин, добыча, магистральный транспорт, переработка газа и конденсата) [2].

1.5.2. Энергетические машины и установки в газовой отрасли

Согласно годовому отчету за 2016 год ПАО «Газпром» сохраняет лидирующие позиции среди российских и зарубежных публичных ком-

паний по величине запасов и объему добычи газа. Доля Группы «Газпром» в мировых запасах составляет 17 %, российских — 72 %, доля в мировой добыче — 11 %, российской — 66 %. Российский рынок является самым большим и потенциально самым привлекательным рынком газа для ПАО «Газпром». На внутреннем рынке Группа «Газпром» реализует около половины продаваемого газа.

Основными энергетическими установками в газотранспортной отрасли являются газоперекачивающие агрегаты (ГПА). Наибольшее распространение получили газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. ГПА состоит из центробежного нагнетателя (компрессора) природного газа (ЦБН или ЦБК), предназначенного для повышения давления газа и осуществления его транспорта дальше по газопроводу, и газотурбинной установки, выступающей в роли привода ЦБК. Значительное количество транспортируемого природного газа затрачивается на топливные нужды газотурбинных установок. Поддержание максимальной эффективности работы компрессорных станций в настоящих условиях является сложной, но необходимой задачей для эксплуатирующей организации, направленной на сохранение значительных топливно-энергетических ресурсов.

Современный парк ГПА ПАО «Газпром» [5] насчитывает 3683 агрегатов суммарной установленной мощностью 47,6 млн кВт. Эксплуатируется около 200 комбинаций ГПА с 65 типами приводов (ГТУ) и 100 модификациями ЦБК (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Парк ГПА ПАО «Газпром»

Наименование параметра	Показатели по типоразмеру ГПА, МВт				
	До 8	10–12	16–18	25–32–50	Итого
Количество, шт.	778	1 212	1 347	346	3 683
Мощность суммарная, МВт	4 781	12 267	21 602	8 694	47 344
КПД, %	24,0–33,0	25,9–35,0	27,4–36,5	27,7–41,9	—
Средневзвешенный КПД, %	27,78	29,00	30,46	34,16	30,49
% по мощности	10,1	25,9	45,6	18,4	100,0

Контрольные вопросы к главе 1

1. Какая связь существует между развитием энергетических машин и территориальным расположением жилых и промышленных зон?
2. Перечислите возобновляемые и невозобновляемые энергетические ресурсы.
3. В чем отличие между энергетической машиной и энергетической установкой?
4. Как классифицируются двигатели? Приведите примеры первичных и вторичных двигателей.
5. Назовите ключевые особенности энергетической отрасли России.
6. Какие энергетические установки нашли наибольшее распространение в энергетической отрасли России и почему?
7. Перечислите в порядке убывания установленной мощности электростанции различных типов в России.
8. Назовите ключевые особенности газовой отрасли России.
9. Какие по типу привода и номинальной мощности газоперекачивающие агрегаты нашли наибольшее распространение на объектах газотранспортных предприятий России?
10. Назовите основных производителей газовых и паровых турбин в мире.

2. Энергетические машины в топливно-энергетической промышленности

Особую роль в топливно-энергетической промышленности играют лопаточные машины — устройства, в проточной части которых осуществляется подвод или отбор энергии от непрерывного потока жидкости или газа за счет аэродинамического взаимодействия со специально спроектированными элементами — лопатками. Таким образом, под лопаточными машинами понимают машины, у которых рабочими элементами являются лопатки (например, в отличие от поршневых машин, у которых рабочими элементами являются поршни).

2.1. Лопаточные машины

2.1.1. Классификация и особенности лопаточных машин

Лопаточные машины можно подразделить на машины-двигатели (газовые, паровые турбины и т. д.) и машины-исполнители (компрессоры, насосы, вентиляторы, гребные винты и т. д.). Машины-двигатели предназначены для преобразования энергии потока рабочего тела (газа или жидкости) в механическую энергию, а машины-исполнители, наоборот, — для передачи энергии рабочему телу.

Лопатки (рис. 2.1 и 2.2) машин представляют собой аэродинамические профили, равномерно расположенные на вращающихся и неподвижных обводах (лопаточных венцах). Лопаточным венцом называется совокупность лопаток, установленных на ободу диска (роторе) или в кольцевом корпусе (статоре). Лопатки, установленные в диске, связанном с приводным валом, образуют подвижный лопаточный венец — рабочее колесо (РК). Неподвижные лопатки, установленные в корпусе,

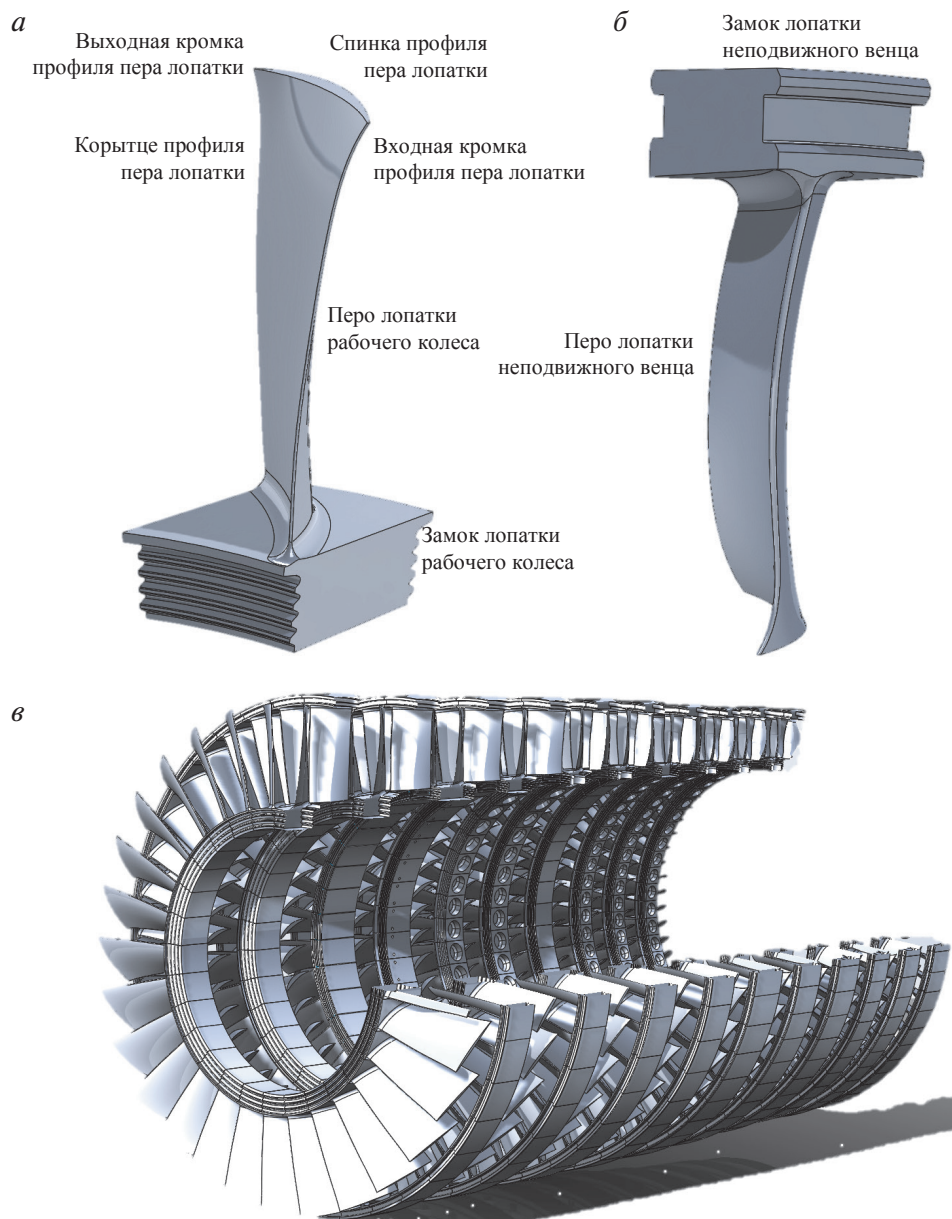


Рис. 2.1. Лопаточный аппарат осевого компрессора:
а — перо лопатки рабочего колеса; *б* — лопатка неподвижного венца;
в — общий вид лопаточного аппарата

образуют в компрессоре направляющий аппарат (НА), а в турбине — сопловой аппарат (СА). Совокупность подвижных и неподвижных лопаточных венцов называется ступенью лопаточной машины.

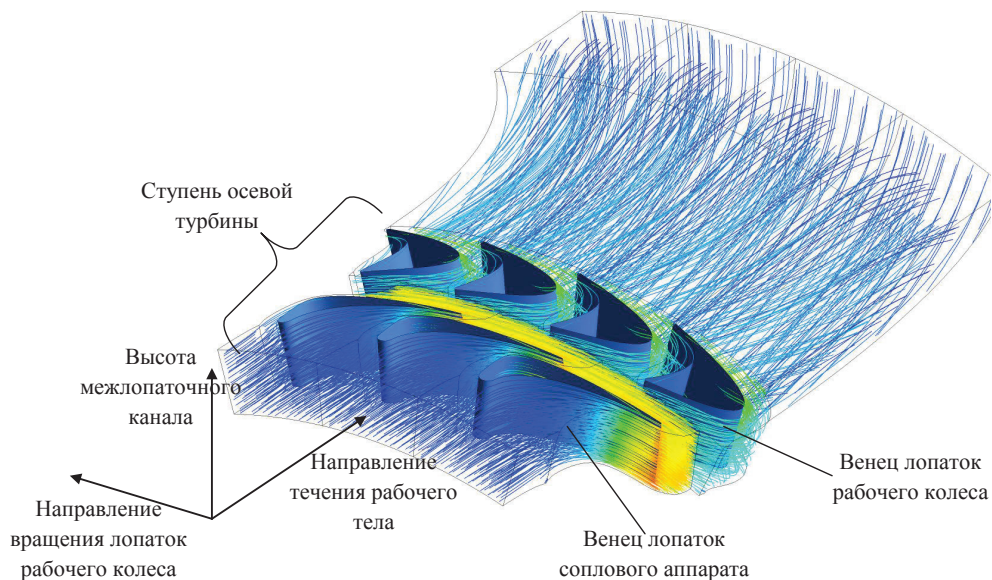


Рис. 2.2. Лопаточный аппарат осевой турбины с визуализацией потока

Основными элементами лопатки являются перо и хвостовая часть. Пером лопатки называется специально спрофилированная аэродинамическая поверхность, с помощью которой в проточной части лопаточной машины осуществляет энергообмен. Хвостовая часть (хвостовик или замок) предназначен для крепления и фиксации пера лопатки в роторе или статоре.

Перо лопатки формируется из набора аэродинамических профилей, форма и относительное положение которых меняются по высоте лопатки, вследствие чего достигается требуемая для совершения энергообмена форма межлопаточного канала.

2.1.2. Принципы действия лопаточных машин

Анализируя принципы действия лопаточных машин, стоит учитывать следующее [6]:

- газ не идеальный, а реальный (имеются потери от трения), иначе говоря, процессы в лопаточных машинах термодинамически необратимы;
- поток газа не плоский (одномерный), а пространственный;
- при прохождении газа через лопаточные машины ему сообщается (или от него отнимается) внешняя работа;
- движение газа не является равномерным или стационарным.

Таким образом, течение газа в лопаточных машинах является нестационарным трехмерным течением вязкого сжимаемого газа и сопровождается энергообменом с внешней средой. Данные особенности, за исключением нестационарности, практически полностью учитываются в основных уравнениях движения газа, на которых базируется теория лопаточных машин: в уравнении неразрывности, уравнении сохранения энергии, уравнении первого закона термодинамики, уравнении Бернулли и уравнениях Эйлера. Ознакомиться с их описанием можно в работах [6, 7].

Сформулируем тезисы принципов работы лопаточных машин:

- в лопаточных машинах происходит преобразование (отбор или подвод) энергии потока жидкости или газа;
- преобразование энергии выражается в изменении параметров потока (полных и статических давлений, температур, скоростей и т. д.);
- преобразование энергии происходит за счет особенностей течения в каналах различной формы;
- каналы, через которые протекает рабочее тело, формируются за счет набора неподвижных и подвижных лопаток и называются межлопаточными каналами;
- форма межлопаточных каналов зависит от назначения лопаточной машины;
- преобразование энергии происходит поэтапно — от ступени к ступени;
- при отборе (например, в турбине) энергия потока рабочего тела переходит в механическую энергию вращения лопаток рабочего колеса и ротора машины в целом;
- при подводе (например, в компрессоре или насосе) энергия потока рабочего тела накапливается (увеличивается) за счет передачи потоку механической энергии вращения от лопаток рабочего колеса.

Для понимания рабочих процессов, протекающих в турбомашинах, важно знание закономерностей течения в каналах различной формы, а именно в диффузорах и конфузорах (рис. 2.3).

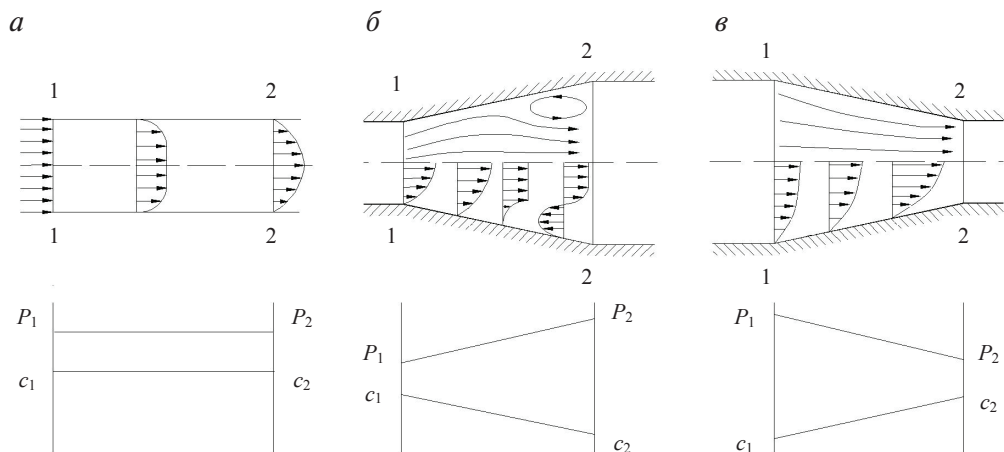


Рис. 2.3. Эпюры скоростей с учетом пограничного слоя (сверху) и преобразование средних по сечению статических давлений и скоростей (снизу) в каналах различной формы при дозвуковом течении:

a — прямолинейный канал; *б* — диффузорный канал; *в* — конфузорный канал

Согласно уравнению неразрывности секундный массовый расход газа через любое поперечное сечение элементарной струйки при установившемся течении сохраняется постоянным. Запишем уравнение неразрывности для двух сечений канала:

$$G_1 = G_2 = \rho_1 c_{a1} F_1 = \rho_2 c_{a2} F_2,$$

где G — массовый расход через сечение; ρ — средняя по сечению плотность; c_a — средняя по сечению осевая составляющая абсолютной скорости на среднем диаметре; F — площадь поперечного сечения; 1 и 2 — индексы, соответствующие параметрам сечения.

Согласно закону Бернулли полное давление в установившемся потоке жидкости (газа) остается постоянным вдоль этого потока. Полное давление состоит из весового, статического и динамического давлений. Для горизонтального канала весовое давление во всех сечениях постоянное и при отсутствии значительных перепадов высот не учитывается. Статическим давлением P принято называть давление частиц движущегося потока газа друг на друга и на стенки канала. Статическое давление отражает потенциальную энергию потока в том сече-

нии канала, в котором оно измерено. Динамическое давление потока $P_{\text{дин}}$ характеризует его кинетическую энергию в сечении канала, в котором оно измерено. Полное давление потока P^* определяет всю его энергию и равно сумме статического и динамического давлений, измеренных в одном и том же сечении канала:

$$P^* = P + P_{\text{дин}} = P + \frac{\rho c^2}{2} = \text{const},$$

где c — скорость потока.

Анализируя уравнение неразрывности, можно отметить, что при увеличении площади поперечного сечения канала скорость потока будет снижаться. При этом динамическое давление уменьшится, а статическое давление увеличится пропорционально квадрату скорости потока. Полное давление при этом останется постоянным (в замкнутой системе, когда не осуществляется подвод или отбор энергии системы), т. е. в диффузорном канале при дозвуковом течении кинетическая энергия скорости преобразуется в потенциальную энергию давления (рис. 2.3, б). И наоборот, при уменьшении площади скорости потока повысится, статическое давление упадет, т. е. в конфузоре при дозвуковом течении потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую энергию скорости (рис. 2.3, в). Полное давление будет изменяться, только если осуществляется отвод или подвод энергии извне.

При течении в канале скорость вблизи стенок уменьшается, т. е. происходит утолщение пограничного слоя по ходу потока (рис. 2.3). В диффузорном канале в определенный момент энергии скорости потока вблизи стенок может не хватить для преодоления градиента давления, и появятся обратные токи, переходящие в вихревое движение при взаимодействии с основным ядром потока (происходит «срыв» потока). Поэтому течение в диффузорных каналах является неустойчивым течением, что следует учитывать при проектировании турбомашин. В конфузоре при установившемся дозвуковом течении вследствие увеличения скорости обратных токов происходить не будет.

2.2. Энергетические машины для повышения давления газов (компрессоры)

Компрессор — это энергетическая машина, предназначенная для сжатия газов (паров) и перемещения их из области низкого в область высокого давлений. Основные области использования компрессоров — энергетика (компрессоры промышленных и транспортных газотурбинных установок и двигателей, наддув двигателей внутреннего сгорания, паровых котлов, дожимные компрессоры и т.д.), нефтегазовая промышленность (центробежные компрессоры транспорта газа, осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов и т.д.), пневматика, металлургия, химия, холодильная техника, вентиляция и кондиционирование, авиация и космонавтика [8].

Основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются расход воздуха через компрессор G , степень повышения давления π_k (отношение давления рабочего тела за компрессором к давлению перед компрессором) и КПД компрессора η .

2.2.1. Классификация компрессоров

По конструктивной схеме и принципу действия все компрессоры можно условно разделить на статические (поршневые, винтовые и шестеренчатые) и динамические (турбокомпрессоры и струйные). В компрессорах статического действия сжатие осуществляется за счет непосредственного изменения объема рабочего тела. Данные компрессоры нашли применение при относительно небольших расходах рабочего тела в широком диапазоне значений конечного давления. В компрессорах динамического действия повышение давления происходит за счет изменения скорости потока (торможения потока). Такие компрессоры, в свою очередь, нашли применение при относительно высоких расходах.

Турбокомпрессоры являются лопаточными машинами; их можно классифицировать по направлению движения потока на осевые, центробежные, осецентробежные и диагональные. Они нашли широкое применение в качестве собственных компрессоров газотурбинных установок и двигателей.

Степень повышения давления в компрессорах современных наземных ГТУ простого цикла может достигать 30–35, а в авиационных ГТД — 40...45 и более. Применение высоких степеней повышения давления обусловлено стремлением повысить экономичность двигателя, в котором до 70 % тепла, подведенного при сгорании топливной смеси, теряется с уходящими газами. Увеличение степени повышения давления рабочего тела в компрессоре приводит и к росту степени расширения продуктов сгорания в турбине, и, следовательно, к снижению температуры уходящих газов.

Осевые компрессоры (ОК) в сравнении с другими типами турбокомпрессоров характеризуются большими значениями КПД и меньшими габаритами и весом при заданном расходе. Осевые компрессоры позволяют получать относительно большие расходы рабочего тела (до 500 кг/с и более). Этим объясняется их наибольшее распространение в двигателях современной авиации и газотурбинных установках наземного применения. Также осевые компрессоры используются в качестве дутьевых машин в различных производственных процессах (например, в выплавке чугуна). Центробежные и диагональные компрессоры, простые и компактные, получили широкое применение во вспомогательных установках (в приводах энергоузлов самолетов, в холодильных агрегатах в турбостартерах для запуска основных двигателей и т. д.). В нашей стране газовая промышленность является основной областью применения центробежных компрессоров (ЦБК), используемых при добыче природного газа, его транспортировке и хранении. В сравнении с осевым компрессором в ступени центробежного компрессора можно достичь большую величину степени повышения давления, они могут использоваться при требуемых высоких значениях конечного давления. Осецентрибежные компрессоры чаще применяются в двигателях вертолетов средних мощностей.

2.2.2. Конструкция и принцип действия осевых компрессоров

Осевые компрессоры являются многоступенчатыми лопаточными машинами сжатия. В каждой ступени воздуху (газу) сообщается энергия в виде скорости и давления, причем кинетическая энергия сразу же преобразуется в энергию давления. От центробежных компрессоров они отличаются более высокими окружными скоростями и более узким диапазоном рабочих режимов [9].

Осевые компрессоры являются наиболее крупной составной частью приводных ГТУ и ГТД (рис. 2.4), а потребляемая ими мощность пропорциональна около двух третей выполняемой турбиной работы (суммарно во всех отсеках). Она зависит от отношения давлений в цикле, КПД турбомашин, температуры газа перед турбиной и воздуха перед компрессором. Большая величина мощности, забираемой осевым компрессором, определяет важность достижения и поддержания в эксплуатации высокого КПД ОК, который в первую очередь зависит от совершенства лопаточного аппарата, удельной быстроходности, конструкции статора и ротора компрессора в целом, степени сжатия и др.

Ступень осевого компрессора состоит из вращающегося венца, в котором воздуху сообщается энергия привода, и неподвижного венца, в котором происходит преобразование кинетической энергии в давление за счет изменения величины и направления скорости потока. Данная совокупность одного рабочего колеса с расположенным за ним неподвижным (направляющим) аппаратом и есть ступень осевого компрессора (рис. 2.5). Обычно перед первым рабочим колесом многоступенчатого компрессора устанавливается входной направляющий аппарат (ВНА).

Если рассечь мысленно лопатки ступени цилиндрической поверхностью А—А (как показано на рис. 2.5, *а*) и развернуть эту поверхность на плоскость, то сечения лопаток представляются в виде рядов профилей, образующих решетки профилей ВНА, РК и НА. Принято различать следующие сечения ступени: 1—1 — перед рабочим колесом, 2—2 — за рабочим колесом, 3—3 — за направляющим аппаратом. Параметры потока в этих сечениях отличаются индексами, соответствующими номеру сечения. За последней ступенью многоступенчатого компрессора обычно размещают выходной спрямляющий аппарат, который раскручивает поток до осевого направления. В каждом из этих сечений различают корневой диаметр D_k и наружный диаметр D_n . Решетки как рабочих, так и направляющих лопаток выполняются диффузорными, т. е. скорость потока в них преобразуется в давление. Каждый венец лопаток в ступени выполняет свои функции.

В РК ступени ОК к потоку воздуха подводится энергия привода (кинетическая энергия $E_{кин}$), одновременно с этим часть кинетической энергии скорости потока преобразуется в энергию потенциальную $E_{пот}$, т. е. увеличивается давление рабочего тела. Таким образом, в меж-

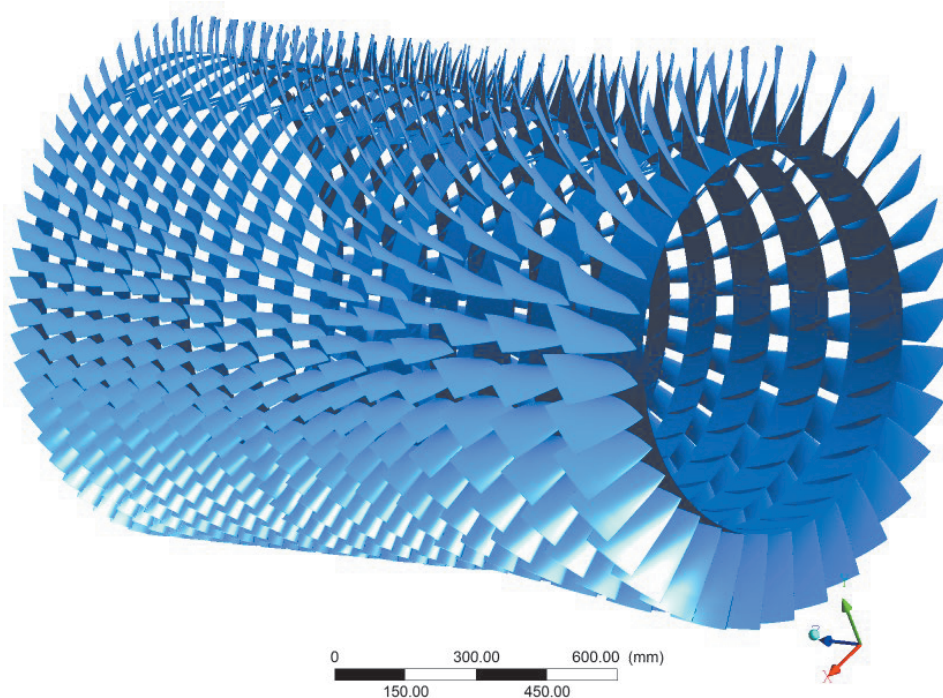
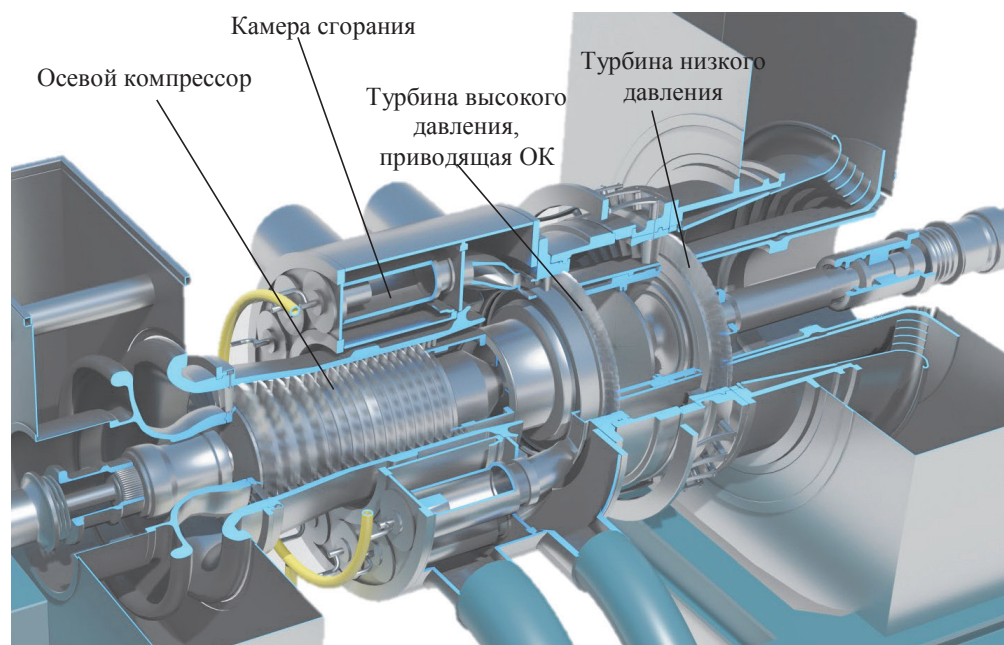


Рис. 2.4. Газотурбинная установка (а) и ротор ее осевого компрессора (б)

лопаточных каналах РК происходит повышение кинетической, потенциальной энергии и соответственно полной энергии рабочего тела.

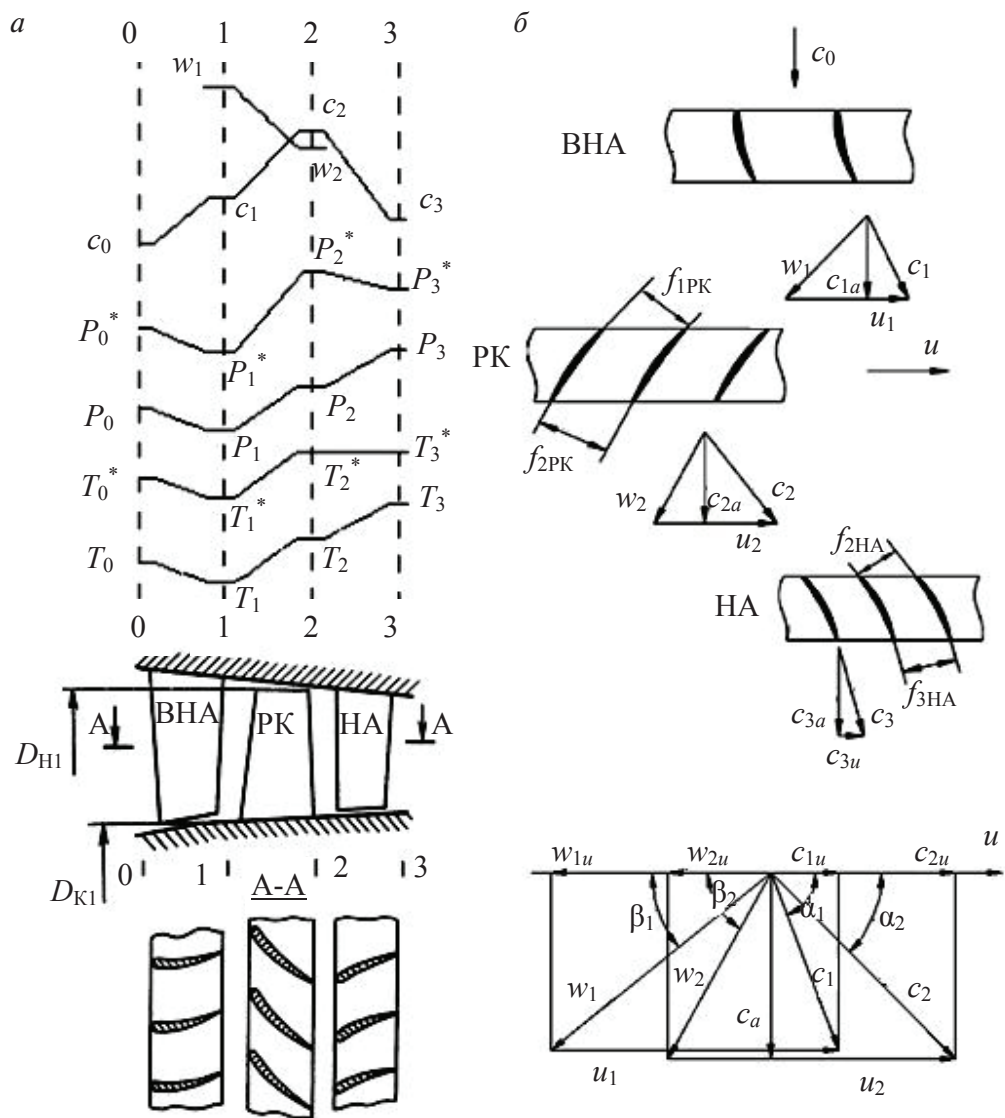


Рис. 2.5. Схема ступени осевого компрессора с представлением изменения параметров потока в ступени (а) и треугольниками скоростей (б)

Направляющие лопатки выполняют две функции: направление потока под необходимым углом на рабочие лопатки (РЛ) последующей ступени и спрямление потока после РЛ, стоящего перед НА, с одно-

временным преобразованием части кинетической энергии в энергию потенциальную (т. е. энергии скорости в энергию давления). Однако обе эти функции выполняют только НА промежуточных ступеней. ВНА выполняет только первую функцию, а НА за последней ступенью (спрямляющий аппарат) — только вторую функцию.

Разберем кинематику потока в ступени осевого компрессора, которую удобно рассмотреть по эпюре треугольников скоростей ступени, представленной на рис. 2.5, б. На рисунке представлена первая ступень дозвукового ОК с закруткой потока после ВНА по направлению вращения РК. Встречаются также ступени без закрутки потока и с обратной закруткой [9].

Двигаясь в околоосевом направлении ($\alpha_0 \approx 90^\circ$) со скоростью c_0 , поток поступает в ВНА. Сужающиеся межлопаточные каналы ВНА обеспечивают увеличение его скорости от c_0 до c_1 (повышение кинетической энергии), сопровождающееся уменьшением статического давления и статической температуры воздуха (понижение потенциальной энергии). Полное давление потока незначительно снижается из-за наличия гидравлических потерь в канале. В ВНА воздух предварительно закручивается и поступает во вращающееся РК под некоторым углом к оси компрессора α_1 .

Лопатки РК двигаются с окружной скоростью u . В результате сложения окружной скорости и абсолютной скорости потока на выходе из ВНА (на входе в РК) c_1 получается относительная скорость потока на входе в РК w_1 . В относительном движении (относительно подвижного РК) поток набегаёт на лопатки под углом β_1 . Для безударного обтекания потоком лопаток и предотвращения срывов потока передние кромки РЛ необходимо ориентировать по направлению относительной скорости потока перед РК w_1 . Задние кромки необходимо направить таким образом, чтобы площадь межлопаточного канала на выходе РК была больше, чем площадь на входе в РК ($f_{2\text{РК}} > f_{1\text{РК}}$), т. е. обеспечить требуемую диффузорность канала. Этого можно достичь, если выполняется условие $\beta_2 > \beta_1$. В результате поворота потока и благодаря расширяющейся форме межлопаточных каналов РК рабочее тело тормозится от относительной скорости w_1 на входе до относительной скорости w_2 на выходе из РК. Уменьшение относительной скорости потока в РК приводит к повышению статического давления от P_1 на входе до P_2 на выходе из РК. Работа, подводимая к воздуху в РК (при взаимодействии вращающихся лопаток с потоком), идет

не только на повышение статического давления, но и на увеличение абсолютной скорости от значения c_1 до c_2 . Поэтому полное давление потока P^* в межлопаточных каналах РК возрастает. Температура рабочего тела изменяется аналогично давлению. Из РК поток со скоростью c_2 под углом α_2 (по направлению вращения РК) поступает в межлопаточные каналы НА.

Проходя каналы НА, поток спрямляется и направляется под нужным углом на лопатки РК следующей ступени осевого компрессора. За счет снижения абсолютной скорости c_2 на входе до скорости c_3 на выходе из НА происходит дальнейшее преобразование кинетической энергии в потенциальную, т. е. осуществляется повышение статического давления от P_2 до P_3 . Для того чтобы это стало возможным, необходимо выполнить условие диффузорности межлопаточных каналов $NA f_{3NA} > f_{2NA}$. Полное давление в каналах НА несколько снижается.

Таким образом, от ступени к ступени происходит постепенное повышение давления рабочего тела в ОК, сопровождающееся повышением температуры. Рассмотрим процесс сжатия в ступени компрессора на h - S диаграмме, изображенной на рис. 2.6. Идеальный (адиабатный) процесс сжатия в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой и вязкости соответствует кривой 1—3 ад. Работа, подводимая в ступени, в этом случае определяется как

$$h_{ст}^{ад} = c_p T_1 \left(\pi_{ст}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

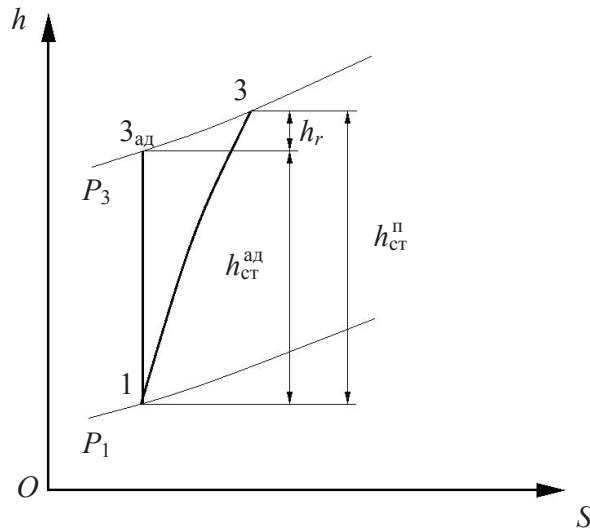
$$\pi_{ст} = P_3 / P_1,$$

где c_p — теплоемкость при постоянном давлении; T — температура; $\pi_{ст}$ — степень повышения давления в ступени; k — коэффициент адиабаты.

В действительности выделение тепла трения в процессе сжатия при отсутствии теплообмена с окружающей средой ведет к увеличению энтальпии и энтропии рабочего тела. Реальный (политропный) процесс сжатия соответствует кривой 1—3 на рис. 2.6.

Пренебрегая отличием теплоемкости в идеальном и реальном процессах, можно записать выражение для адиабатного КПД ступени:

$$\eta_{ст}^{ад} = \frac{h_3^{ад} - h_1}{h_3 - h_1} \approx \frac{\Delta T_{ст}^{ад}}{\Delta T_{ст}}.$$

Рис. 2.6. Процесс сжатия в ступени компрессора на h - S диаграмме

На практике часто используют параметры по заторможенному потоку.

Используя измеренные параметры газа на входе и выходе из компрессора, удобно определять политропный КПД по зависимости

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{k-1}{k} \frac{\ln \pi}{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}.$$

2.2.3. Параметры и эксплуатационные характеристики осевых компрессоров

За последние несколько десятков лет наблюдается тенденция повышения экономичности ОК, но еще в большей мере — повышения давления в компрессоре. На расчетном режиме работы адиабатный КПД $\eta_{\text{ад}}$ для ступени осевого компрессора может составлять 0,89–0,92, а для компрессора в целом — 0,85...0,87. Поскольку по величине адиабатного КПД сложно судить о потерях напора в ступени и в компрессоре в целом, то предпочтительней использовать политропный КПД компрессора $\eta_{\text{пол}}$. Численное значение адиабатного КПД всегда меньше

политропного, и разница между ними увеличивается с увеличением степени повышения давления в компрессоре. Стоит сказать, что КПД ступени в значительной степени зависит от коэффициентов расхода и напора. Степень повышения давления в компрессорах современных наземных ГТУ простого цикла может достигать 30–35, а в авиационных двигателях — 40...45 и более. Для дозвуковых ступеней она составляет 1,1–1,3, для транс и сверхзвуковых — 1,4...2,0. Выбор оптимальной степени сжатия является одним из необходимых направлений оптимизации параметров ГТУ и зависит от многих факторов: назначения установки, размерности, режимов эксплуатации.

Важным кинематическим параметром ступени осевого компрессора, ограниченным прочностью лопаток и дисков рабочего колеса, является окружная скорость на периферийном диаметре u_n , величина которой достигает 300–500 м/с для компрессоров авиационных ГТД и 200–350 м/с для стационарных осевых компрессоров. Повышение окружной скорости позволяет увеличить расход рабочего тела через компрессор. Еще одним важным параметром является осевая составляющая скорости c_a на среднем диаметре, определяющая объемный расход воздуха при заданном значении площади проходного сечения на входе в рабочее колесо. Ее величина изменяется в широких пределах от 80–100 м/с до 200–230 м/с в зависимости от типа ступени, занимаемого ею места в компрессоре и его назначения.

Диапазон максимально допустимых чисел Маха потока в компрессорах весьма широк. КПД с увеличением числа Маха падает. В многоступенчатых компрессорах на периферии лопаток рабочих колес первых ступеней числа Маха могут достигать 1,4. При этом с увеличением числа Маха сужается диапазон бесрывной работы компрессора. Первые ступени осевых компрессоров современных газотурбинных установок по большей части выполняются транс- и сверхзвуковыми. Промежуточные и последние ступени при этом остаются дозвуковыми.

Подведенная в ступени работа зависит от расхода рабочего тела. Коэффициент расхода φ для осевых компрессоров ГТУ находится на уровне 0,3–0,9 и определяется по следующей зависимости:

$$\varphi = \frac{c_a}{u_n},$$

где c_a — осевая составляющая абсолютной скорости на среднем диаметре; u_n — окружная скорость на периферийном диаметре.

Коэффициент расхода влияет на угол атаки на лопатках первого рабочего колеса и последующего венца. Угол атаки является одним из основных параметров, определяющих характеристики лопаточного венца.

Еще одним важным параметром является коэффициент напора ψ — отношение работы ступени $h_{ст}$ к квадрату средней окружной скорости $u_{ср}$:

$$\psi = \frac{h_{ст}}{u_{ср}^2}.$$

Его значения находятся в пределах от 0,2–0,3 (низконагруженные ступени) до 0,45–0,7 (высоконагруженные (высоконапорные) ступени).

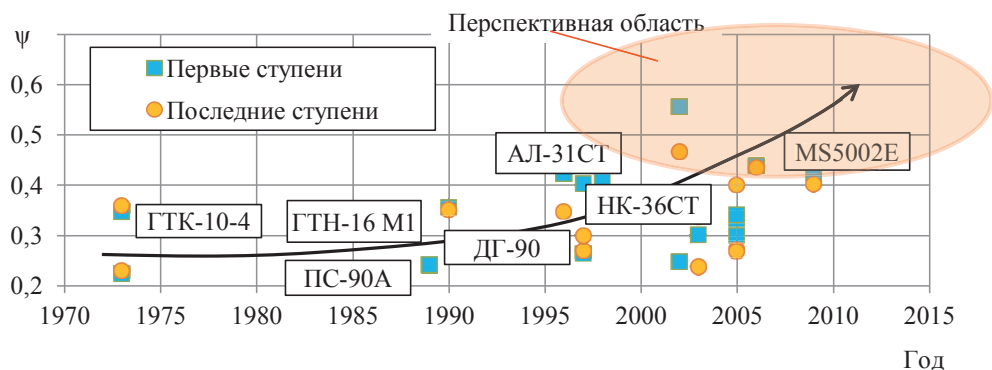
Перспективным направлением в области совершенствования проточной части ОК является создание более экономичных высоконапорных ступеней [10].

На рис. 2.7 представлены параметры осевых компрессоров некоторых существующих ГТУ, полученные на основании данных, приведенных в открытых источниках. С годами прослеживается тенденция повышения нагруженности ступеней осевых компрессоров (рис. 2.7, *а*), что обусловлено в общем случае стремлением уменьшить количество ступеней и, следовательно, размеры и массу установки в целом, что приведет к снижению стоимости ее производства и ремонта. С увеличением нагруженности ступеней КПД компрессора снижается (рис. 2.7, *б*). Более высоким значениям коэффициента напора соответствуют более высокие значения коэффициента расхода (рис. 2.7, *в*). Коэффициенты напора ступеней увеличиваются от периферии к корню. Коэффициенты расхода имеют большие значения для первых ступеней.

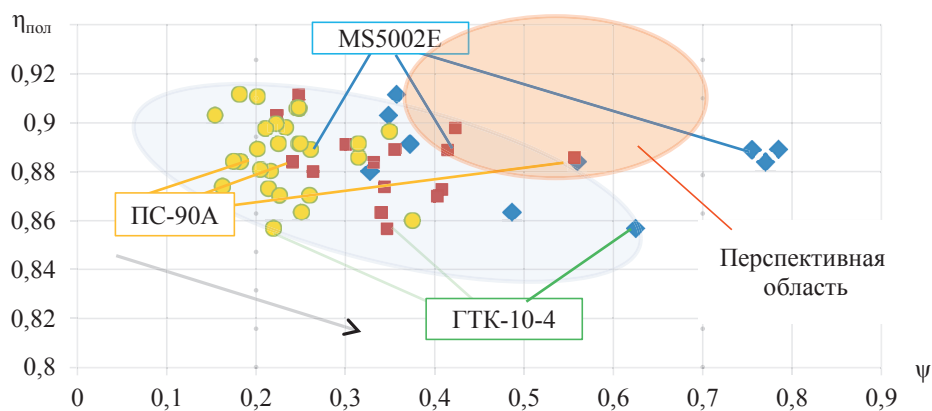
С максимальной эффективностью компрессор может работать на одном так называемом «расчетном» режиме. В процессе эксплуатации компрессор должен работать в зависимости от условий в более или менее широком диапазоне изменения расхода, напора и частоты вращения, поэтому необходимо знать взаимосвязь этих параметров и на отличных от расчетного режимах.

Связь между основными изменяющимися в процессе эксплуатации параметрами называется характеристикой. Чаще всего она имеет вид $\pi_k = f(G, n, P_1, T_1)$. Надежные характеристики могут быть получены опытным путем. Предварительные оценки характеристик на стадии проектирования могут быть получены расчетно-аналитическими методами.

а



б



в

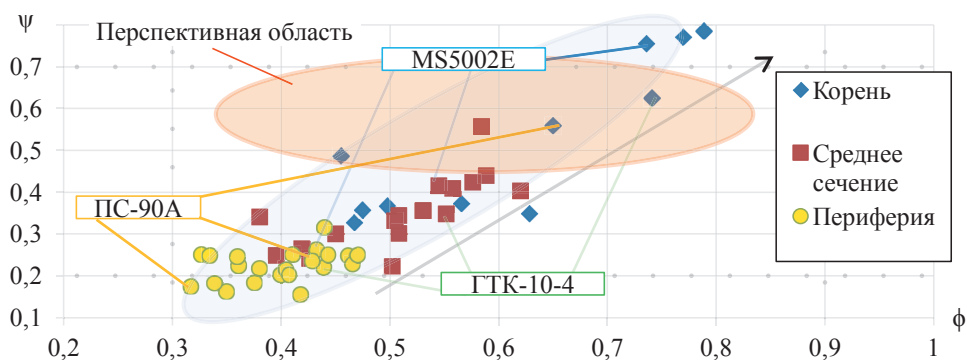


Рис. 2.7. Параметры ОК некоторых существующих ГТУ:

- а — тенденция повышения коэффициента напора ступеней по среднему сечению;
 б — зависимости полнотропного КПД ОК от напора первых ступеней; в — зависимости коэффициента напора от коэффициента расхода для первых ступеней ОК

Недостатком размерных характеристик является их справедливость лишь при вполне определенных начальных условиях (P_1 , T_1). При изменении барометрического давления или температуры рабочего тела на входе в компрессор меняется расход и вместе с тем вид характеристик, поэтому переходят к приведенным параметрам. Характеристики ОК в приведенных параметрах представлены на рис. 2.8.

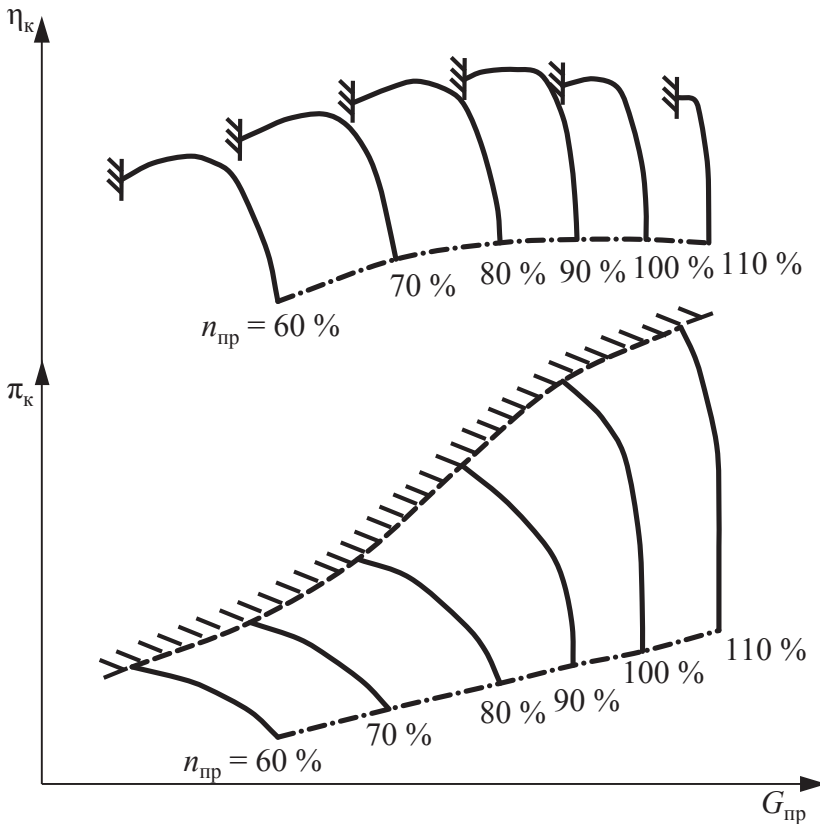


Рис. 2.8. Характеристики ОК в приведенных параметрах

Приведенный расход и частоту вращения можно определить по зависимостям

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{в}} \frac{101\,300}{p_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}^*}{288}},$$

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}^*}}.$$

Данные величины имеют как размерность, так и ясный физический смысл — это параметры, которые имел бы осевой компрессор при условии, что атмосферные температура и давление соответствовали бы нормальным условиям $T_b^* = 288 \text{ К}$, $P_b^* = 101\,300 \text{ Па}$ при влажности 60 %.

Для турбокомпрессоров важным вопросом является их устойчивая работа. На расчетном режиме работы компрессора обеспечивается нормальное бесрывное обтекание рабочих и направляющих венцов. Однако при эксплуатации установки вследствие изменения температуры и давления атмосферного воздуха, а также полезной мощности ГТУ компрессор работает в достаточно широком диапазоне режимов. При этом может изменяться частота вращения ротора компрессора, расход воздуха, температура и давление на входе и на выходе, запас устойчивости. В нерегулируемом компрессоре происходит рассогласование в работе ступеней, в отдельных ступенях может происходить срыв потока (рис. 2.9).

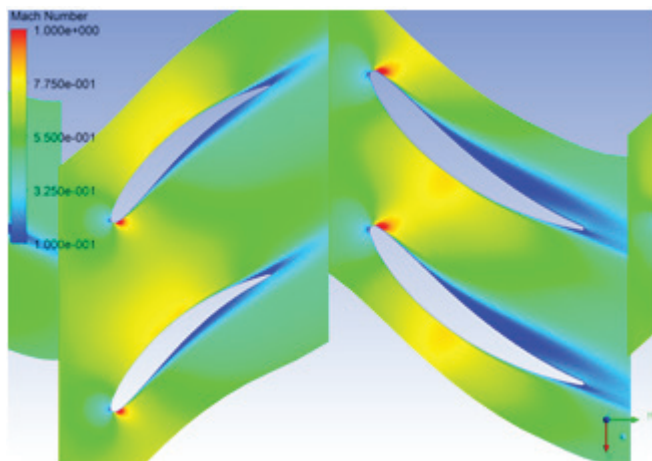


Рис. 2.9. Распределение числа Маха в среднем сечении ступени осевого компрессора на номинальной частоте вращения (синие зоны с низким числом Маха соответствуют срывным зонам)

При снижении расхода воздуха через компрессор на частотах вращения ротора близких к номинальной углы атаки (разница между углом входа потока на решетку профилей и геометрическим углом лопаточного профиля) будут в наибольшей степени изменяться в последних ступенях из-за более крутых характеристик, т. е. именно здесь наибо-

лее вероятно возникновение срывных явлений. Срыв очень быстро может распространиться на весь компрессор и привести к помпажу.

При $\bar{n}_{пр} < 0,7...0,8$ рассогласование ступеней достаточно существенно. При этом первые ступени работают с повышенными углами атаки, а последние — с пониженными. При снижении расхода воздуха критические углы атаки раньше будут достигаться в первых ступенях, и чем меньше частота вращения, тем это будет более вероятным.

Помпаж — это колебательный процесс в системе компрессор-сеть, условно делящийся на несколько относительно устойчивых периодов. К первому периоду можно отнести развитие срыва потока при больших углах атаки и связанные с этим факторы. При понижении расхода срывные области распространяются вдоль лопаток — это второй период. В третий период в ступени преобладают обратные токи. Во время четвертого периода ступень «подхватывает» поток и сжимает его, при этом давление за ступенью восстанавливается до исходного, после чего опять наступает срыв потока и процесс повторяется до тех пор, пока не будет устранена причина помпажа.

Помпаж сопровождается изменением тона работы двигателя, который становится более высоким. Появляются посторонние шумы вследствие нерасчетного течения воздуха. При явном помпаже появляются хлопки. Наблюдаются колебания температуры перед турбиной с тенденцией к росту и повышенная вибрация двигателя.

Факторы, которые могут привести к помпажу компрессора:

- отказ системы антипомпажного регулирования; ошибки в регулировании ГТУ;
- изменение границ помпажа вследствие загрязнения проточной части, эрозийного износа лопаток и других причин;
- попадание посторонних предметов в проточную часть; обмерзание входной части осевого компрессора.

Меры предупреждения помпажа:

- периодические промывки проточной части компрессора в период эксплуатации и восстановление профилей лопаток в период ремонтов;
- наиболее ранним методом предупреждения помпажа является параметрическая диагностика ГТУ, в ходе которой специальными методами определяется в том числе и смещение границы устойчивой работы на характеристике компрессора;

- различные программы регулирования, которые снижают возможность возникновения помпажа;
- работа антиобледенительной системы.

Способы регулирования ОК:

- сброс воздуха из проточной части компрессора в атмосферу;
- применение поворотных направляющих лопаток;
- применение многокаскадных кинематических схем (двух- и трех-вальные компрессоры).

2.2.4. Конструкция и принцип действия центробежных компрессоров

Центробежные, или радиальные, компрессоры находят широкое применение во многих областях техники и отличаются разнообразием конструкций. Достоинством центробежных компрессоров является их относительно низкая стоимость и возможность получения высокой степени сжатия. Повышение статической энтальпии и статического давления в центробежной ступени происходит в основном за счет процесса центрифугирования, которое слабо связано с газодинамическими процессами и в основном зависит от скорости на входе и выходе рабочего колеса.

Элементы проточной части центробежного компрессора по назначению соответствуют элементам проточной части осевого компрессора, но отличаются по конструкции (рис. 2.10–2.12). По типу ступени ЦБК можно разделить на всасывающие, промежуточные и концевые. Всасывающая ступень включает в себя всасывающую камеру (ВК) или входное устройство с входным направляющим аппаратом (ВНА), рабочее колесо, диффузор, поворотное колено и обратно-направляющий аппарат (ОНА). Конструкция промежуточной ступени соответствует конструкции всасывающей, но при этом в ней отсутствует ВК. Концевая ступень вместо ОНА имеет выходное устройство (ВУ). Для двухступенчатого ЦБК (рис. 2.10) промежуточная ступень отсутствует, а в случае одноступенчатого компрессора (рис. 2.11) всасывающая ступень одновременно является и концевой.

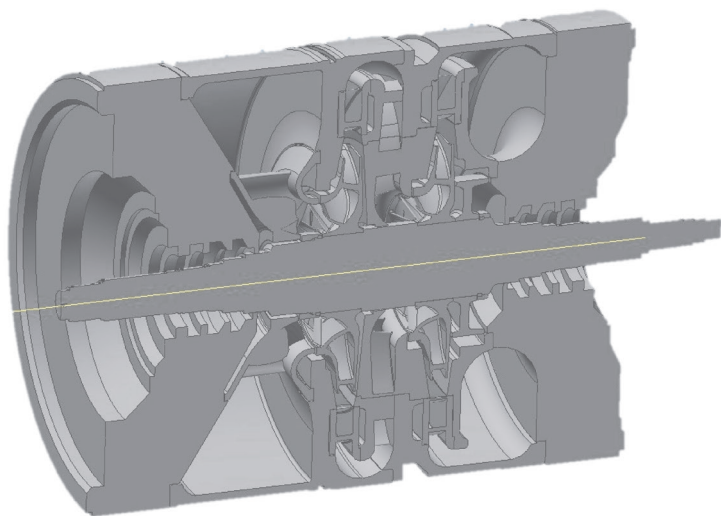
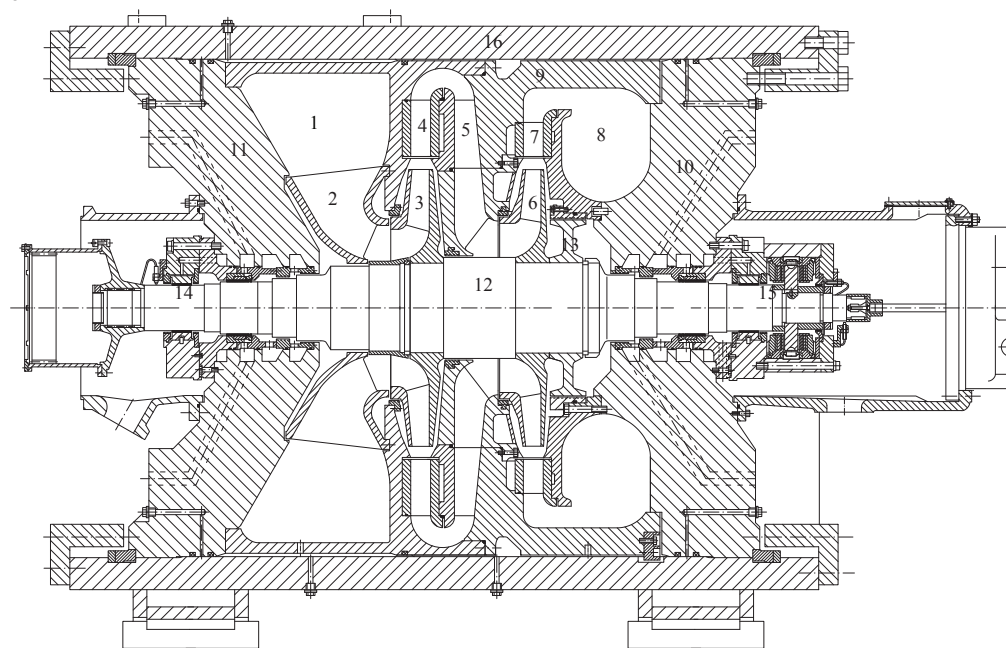
a*б*

Рис. 2.10. Трехмерная модель (*a*) и продольный разрез (*б*) двухступенчатого центробежного компрессора:

1 — всасывающая камера; 2 — входной направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо первой ступени; 4 — лопаточный диффузор первой ступени; 5 — поворотное колено и обратно-направляющий аппарат; 6 — рабочее колесо второй ступени; 7 — лопаточный диффузор второй ступени; 8 — выходная сборная камера; 9 — внутренний корпус; 10 — задняя крышка; 11 — передняя крышка; 12 — вал; 13 — думмис; 14 — опорный подшипник; 15 — опорно-упорный подшипник; 16 — внешний корпус

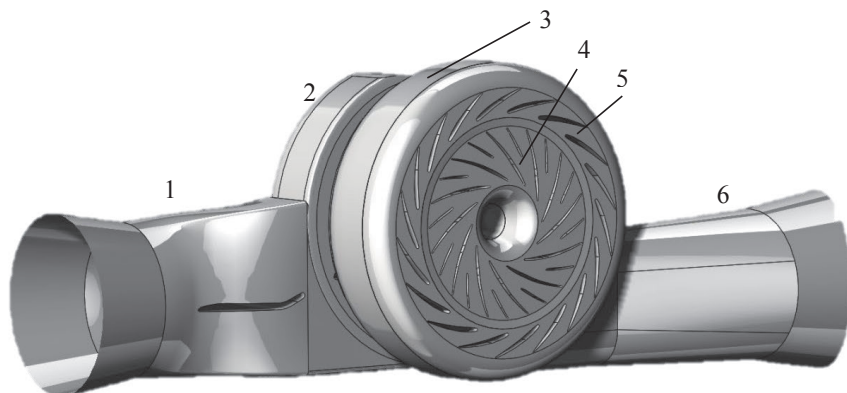


Рис. 2.11. Трехмерная модель одноступенчатого центробежного компрессора:
1 — всасывающий патрубок; 2 — всасывающая камера; 3 — выходная сборная камера;
4 — рабочее колесо; 5 — лопаточный диффузор; 6 — нагнетательный патрубок

Рабочие колеса центробежного компрессора состоят из диска, на котором выполнены лопатки. Рабочие колеса могут быть открытого, полуоткрытого и закрытого типов. Колеса открытого типа не имеют ограничивающих вращающихся поверхностей по бокам лопаток, их применяют редко в диагональных ступенях или при малой высоте лопаток. Колесам полуоткрытого типа свойственна максимальная прочность, поэтому они применяются при высоких окружных скоростях, что позволяет получить большие отношения давлений в ступенях. В случае закрытого РК (см. рис. 2.10), помимо диска с лопатками (основного диска), поверх лопаток крепят еще один диск — покрывающий. РК закрытого типа нашли широкое применение в ЦБК для транспорта природного газа. Лопатки РК могут быть радиального (лопатки расположены только в радиальной части РК, рис. 2.12, б) или осерадиального (лопатки расположены в осевой и радиальной части РК, рис. 2.10 и 2.12, а) типов. Колеса полуоткрытого типа обычно используют в осерадиальных ступенях ЦБК различного назначения. Кроме того, лопатки РК могут быть сплиттерной конструкции, когда в РК чередуются длинные и короткие лопатки (рис. 2.11), предназначенные для предотвращения заклинивания на входном участке при больших скоростях и расходах. Большинство современных рабочих колес на выходе имеет загнутые против вращения лопатки. Такие лопатки позволяют достигать более высоких значений КПД ступени, но в сравнении с прямозагнутыми лопатками являются менее напорными.

камеру, в осевом направлении поступает в РК, далее, совершая поворот от осевого к радиальному направлению в безлопаточном участке РК, попадает на лопатки РК, которые передают механическую энергию газу при вращении ротора. Проходя межлопаточные каналы РК диффузорного типа, поток газа ускоряется (за счет передачи ему энергии от вращающихся лопаток) и происходит повышение его давления.

На выходе из каналов рабочего колеса газ имеет высокие давление и скорость. Для дальнейшего преобразования кинетической энергии в потенциальную служит диффузор, в котором происходит торможение потока за счет увеличения площади канала (диффузорности). Стоит отметить, что площадь канала в радиальном компрессоре увеличивается за счет увеличения его диаметра. Диффузор может быть лопаточным (ЛД) или безлопаточным (БЛД). Однако даже в случае ЛД перед ним имеется короткий безлопаточный участок, называемый иногда БЛД, для выравнивания потока перед входом на лопатки ЛД. Если по условиям применения ЦБК требуется более широкий диапазон устойчивой работы компрессора, то лучше использовать безлопаточный диффузор, при этом эффективность работы на расчетном режиме будет несколько ниже, чем при использовании ЛД. Для получения максимального повышения давления предпочтительнее применять лопаточный диффузор, особенно когда основную часть времени ЦБК будет работать на околономинальных режимах. Поле течения в рабочем колесе очень неравномерное и на выходе из него в потоке возникают интенсивные возмущения. В связи с этим диффузор должен быть подстроен под неравномерность потока как в радиальном направлении, так и в окружном.

Для того чтобы подвести газовый поток к всасывающему отверстию РК следующей ступени, необходимо развернуть поток на 180° , движущийся при выходе из диффузора от центра к периферии, а затем придать ему осевое направление. Для этих целей предназначены поворотное колено, представляющее собой, как правило, безлопаточный канал, и обратно-направляющий аппарат — лопаточный аппарат. Требованием к этим элементам является сохранение по возможности постоянной скорости газа с наименьшими потерями энергии.

Концевая ступень заканчивается выходным устройством, в качестве которого могут применяться улитки (с переменным по углу разворота поперечным сечением) или сборные камеры, у которых сечение постоянно по углу разворота (как на рис. 2.10). Выходное устройство со-

бирает поток, выходящий из диффузора в радиальном направлении, и направляет его в нагнетательный патрубок. Кроме того, в ВУ (обычно в улитках) поток газа может дополнительно тормозиться, что позволяет еще несколько повысить его статическое давление.

Опорные узлы ротора стационарных машин представляют собой обычно подшипники скольжения. Один из них, воспринимающий радиальные нагрузки от веса ротора, называется радиальным подшипником (РП), или опорным. Другой, воспринимающий, кроме радиальной, еще и осевую нагрузку, называется радиально-упорным подшипником (РУП), или опорно-упорным. Причиной появления в турбокомпрессорах осевого усилия, направленного в сторону всасывания, является наличие перепада давлений на дисках рабочих колес, так как из-за перетечек между ступенями давление на стороне диска, обращенной в сторону нагнетания, больше, чем на противоположной стороне. В многоступенчатых машинах осевое усилие может достигать большой величины и РУП не может его компенсировать. Поэтому для разгрузки компрессора от осевого сдвига применяют думмис (разгрузочный поршень). Он может применяться и в конструкциях осевых компрессоров. Сторона думмиса, обращенная к РК концевой ступени, нагружена давлением близким к давлению нагнетания, а противоположная сторона думмиса сообщается с всасывающим патрубком (или с атмосферой для воздушных компрессоров). Такой перепад давлений вызывает силу, направленную в сторону нагнетания, что компенсирует осевой сдвиг ротора. Для уменьшения утечек сжимаемого газа за пределы компрессора и перетечек между ступенями внутри компрессора служат концевые и межступенчатые уплотнения [11–13].

Схема ступени центробежного компрессора с треугольниками скоростей показана на рис. 2.12. Рассмотрим изменение параметров потока газа при прохождении основных элементов центробежной ступени, отмеченных сечениями: 0 — сечение на входе рабочего колеса; 1 — вход на лопатки рабочего колеса; 2 — выход из рабочего колеса; 3 — вход на лопатки лопаточного диффузора; 4 — выход из диффузора; 5 — вход на лопатки обратного направляющего аппарата; 6 — выход из ОНА. Рабочее колесо вращается с окружной скоростью, величина которой увеличивается вдоль радиального канала РК от величины U_1 до U_2 . Поток газа поступает к лопаткам РК с абсолютной скоростью c_1 и относительной скоростью w_1 . При взаимодействии потока газа с лопатками РК ему сообщается энергия, в результате абсолют-

ная скорость потока возрастает до величины c_2 . Из-за диффузорности межлопаточных каналов РК относительная скорость потока снижается до величины w_2 , статическое давление увеличивается. Для дальнейшего преобразования скорости потока газа в статическое давление за РК устанавливается диффузор, в котором $c_2 > c_3 > c_4$. Полное давление при этом не возрастает, поскольку не подводится работа извне (наоборот, несколько снижается из-за гидравлических потерь). Обратный направляющий аппарат предназначен для раскрутки потока до осевого направления и подачи его на вход РК следующей ступени. При этом скорость потока может несколько увеличиваться или уменьшаться, что зависит от принятой конструкции ОНА. Процесс сжатия газа в центробежном компрессоре можно по аналогии с осевым изобразить на h - S диаграмме (см. рис. 2.6).

2.2.5. Параметры и эксплуатационные характеристики центробежных компрессоров

Центробежные компрессоры в нашей стране нашли широкое применение в качестве основных машин для трубопроводного транспорта газа. При степени повышения давления равной 1,2...1,35 центробежные компрессоры природного газа (или центробежные нагнетатели природного газа — ЦБН ПГ) выполняют преимущественно одноступенчатыми, при $\pi_n = 1,35...1,7$ — двухступенчатыми, а при большей степени сжатия необходимо уже три или даже четыре ступени. На линейных компрессорных станциях, расположенных по трассе магистрального газопровода, обычно достаточна степень повышения давления $\pi_n = 1,35...1,45$. Большей частью для обеспечения такого напора применяют последовательное соединение двух одноступенчатых нагнетателей или параллельное соединение двухступенчатых нагнетателей.

Важнейший параметр при разработке ЦБК — расчетная частота вращения. Для приводящей силовой турбины ГТУ предпочтительна умеренная частота вращения, так как у нее объемный расход существенно больше, чем у нагнетателя, и повышение расчетных оборотов ведет к росту потерь с выходной скоростью. В нагнетателе же высокая частота вращения улучшает основные технико-экономические показатели: снижает размеры и массу и повышает внутренний КПД. Хороший ори-

ентир при выборе оборотов — использование понятия коэффициента быстроходности ступени K_n или безразмерного числа оборотов [8, 12]:

$$K_n = 2\sqrt{\pi n} \frac{\left(\frac{G}{\rho_0^*}\right)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}}.$$

Для удобства анализа и расчета вводятся безразмерные коэффициенты расхода, представляющие собой отношение расходной скорости потока к окружной скорости. Применительно к центробежной ступени «физический» коэффициент расхода определяется как

$$\varphi_1 = \frac{C_{r1}}{u_2}, \quad \varphi_2 = \frac{C_{r2}}{u_2}.$$

Коэффициент расхода φ определяет форму треугольников скоростей на расчетном радиусе, что необходимо при проектировании лопаточных аппаратов. Проектировщик должен выбрать то или иное значение φ в начале проектирования. Часто применяют понятие условного коэффициента расхода

$$\Phi = \frac{G}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}.$$

Пользуются также понятием коэффициента теоретического напора (иногда, коэффициент нагруженности)

$$\Psi = \frac{h_{ад}}{u_2^2}.$$

Наиболее эффективные ступени ЦН имеют $\Phi \approx 0,05$, т. е. Φ также является безразмерным параметром, характеризующим эффективность ступени. Коэффициент теоретического напора желательно ограничить $\Psi = 0,5$. Для эффективных ступеней КПД достигает максимума при коэффициенте $K_n = 0,35 \dots 0,65$. Данные цифры относятся к чисто радиальным ступеням (без осевой части). Разработчики ЦБН обычно стремятся к минимальному K_n , обеспечивающему заданную экономичность, так как излишняя быстроходность затрудняет создание упорного подшипника с высокой несущей способностью, повышает чувствительность конструкции к возможной разбалансировке ротора нагнетателя в процессе эксплуатации. Значение числа Маха M_{u2}

в сочетании с ψ_t определяет достижимое отношение давлений в ступени. Однако с ростом M_{u2} увеличиваются потери трения на наружных поверхностях основного и покрывающего дисков. В отношении ψ_t ступеней ЦБН следует отметить, что при $\psi_t = 0,40 \dots 0,45$ обеспечивается хороший запас по помпажу и достаточная для линейных компрессорных станций напорность, т. е. напорные характеристики достаточно благоприятны. Максимальный КПД ступеней достигается в диапазоне $\Phi = 0,045 \dots 0,065$. При $\Phi < 0,045$ растут потери трения в РК и БЛД, при $\Phi > 0,065 \dots 0,07$ растет M_{w1} , увеличивается неравномерность обтекания рабочих лопаток, если колесо непространственного типа. Согласно [8], при $\Phi > 0,07$ предпочтительно применение осерадиальных рабочих колес.

В эксплуатации пользуются универсальными и приведенными характеристиками. Изготовители и разработчики оборудования представляют обычно универсальные размерные характеристики, которые позволяют с помощью несложных вычислений по данным эксплуатационных замеров определить рабочую точку и оценить потребляемую мощность. Универсальные характеристики справедливы для любого рабочего тела, но требуют знания его физических констант. Более распространено использование приведенных характеристик, разработанных ранее ВНИИГАЗом. Приведенные характеристики (рис. 2.13) строят для природного газа определенного состава и сопровождают формулами, по которым можно провести пересчет на конкретный природный газ с имеющимися параметрами.

Из анализа характеристик любого нагнетателя следует, что более высокие степени сжатия нагнетателя обеспечиваются при повышенной частоте вращения, пониженной температуре газа и при более тяжелом газе. Состав газа учитывают в первую очередь при сопоставлении режимов работы одинаковых ЦБН на различных газопроводах.

При последовательной работе двух одинаковых одноступенчатых ЦБН второй нагнетатель имеет меньший объемный расход на входе, чем первый, и при равных физических оборотах в соответствии с наклоном напорной характеристики должен развивать увеличенную степень сжатия и потреблять соответственно повышенную мощность, так как массовый расход у обоих ЦБН одинаков. Изменение частоты вращения одного из двух нагнетателей отражается на параметрах обоих; при повышении частоты вращения первого растет его степень сжатия,

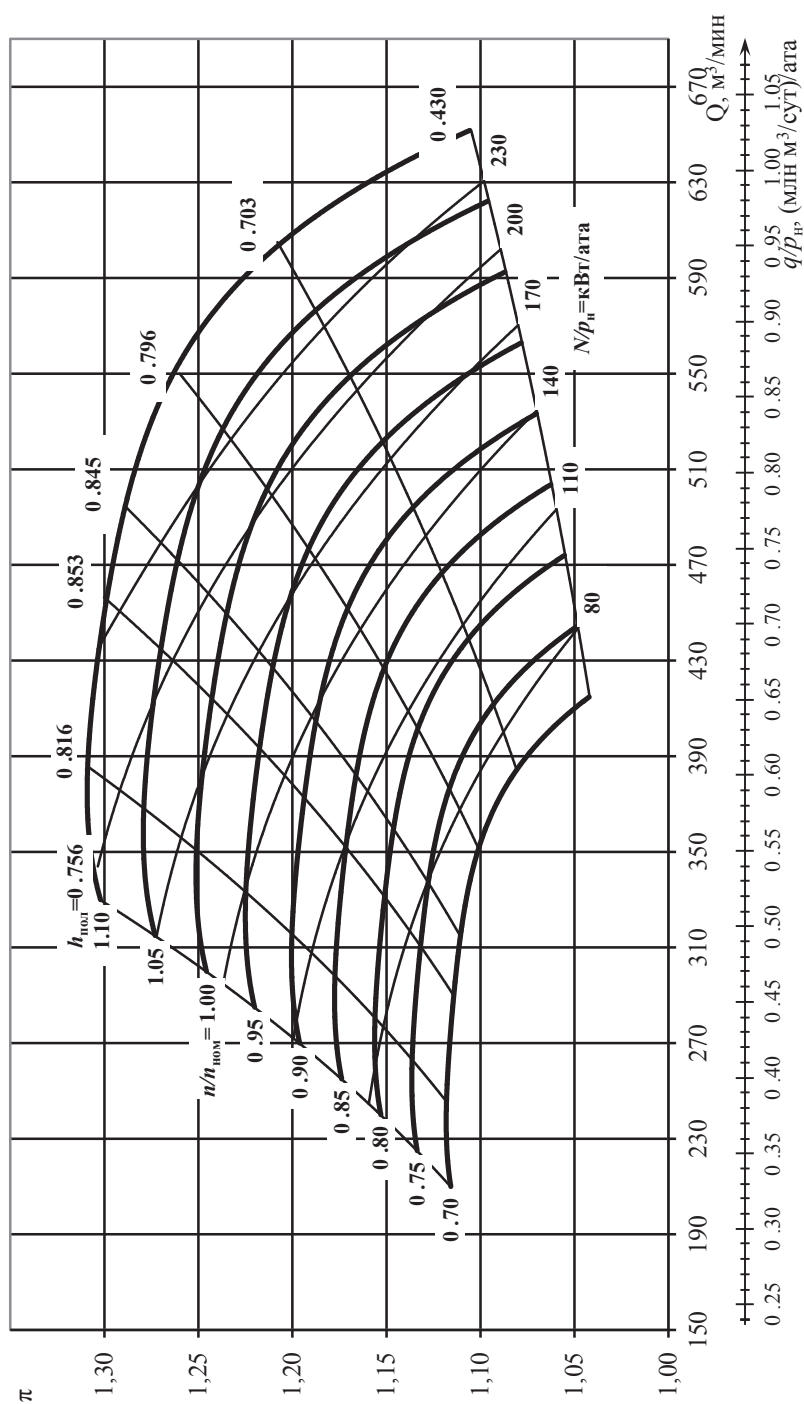


Рис. 2.13. Газодинамическая характеристика ЦБН

давление и температура перед вторым; при повышении частоты вращения второго падает давление за первым и т. д. Важно, чтобы рабочие точки обоих нагнетателей находились на достаточном удалении от границы помпажа и в зоне максимальных КПД.

В центробежных нагнетателях существуют нестационарные процессы, вызванные неравномерностью потока по окружности в пределах каналов рабочего колеса, диффузора, входных и обратных направляющих аппаратов, а также из-за наличия входных и выходных патрубков. При вращении ротора эта неравномерность превращается в нестационарность, которая существует практически на всех рабочих режимах. Кроме того, в проточной части может иметь место вращающийся срыв в виде волн давления, перемещающийся по окружности с определенной угловой скоростью. Пульсации давления имеют частоту, некратную частоте вращения ротора. Возможны и нестационарные процессы, вызванные отрывным обтеканием решеток рабочего колеса и лопаточного диффузора. Такие нестационарные процессы вызывают дополнительные потери энергии, снижают напорность ступеней, сужают область рабочих режимов, вызывают дополнительный шум и переменные аэродинамические силы, действующие на элементы проточной части. Возмущения распространяются как вниз, так и вверх по потоку от места возникновения.

Наиболее опасный режим потери устойчивости — помпаж (автоколебания в системе нагнетатель — сеть, называемые также критическим режимом). При помпаже расход и потребляемая нагнетателем мощность могут изменяться от нуля до номинала, возможен периодический выброс газа из напорной полости на всас ЦБН. Объясняется это тем, что при уменьшении расхода приблизительно до 60 % от расчетного из-за несплошного течения в межлопаточных каналах, вызванного срывом потока на входе в рабочее колесо и возрастанием влияния обратной закрутки в пределах каждого канала, рабочее колесо уже не может создать давление больше давления в диффузоре и напорной полости. Возникает течение в обратном направлении. В результате этого давление в емкости за диффузором упадет и колесо возобновит подачу газа в прямом направлении до расхода, при котором возникает обратное течение, а затем процесс повторяется. Чем выше емкость сети, тем ниже частота помпажных колебаний и сильнее характерный свистящий шум. Чем выше рабочее давление и, следовательно, плотность газа, тем интенсивнее колебания.

Внешне помпаж проявляется в прерывистом шуме, сильных вибрациях, возможны периодические толчки. Причинами помпажа ЦБН ПГ, кроме возрастания сопротивления сети и чрезмерного снижения расхода, может быть пониженная частота вращения, влияние параллельно включенных более напорных ЦБН, колебания давления в сети, неправильная или несвоевременная перестановка кранов в системе обвязки нагнетателя, попадание постороннего тела на защитную сетку или входной направляющий аппарат и др. Помпаж ЦБН, снабженного БЛД, носит более мягкий характер, чем при ЛД, так как зона обратных токов начинает формироваться на входе в БЛД.

Главная опасность помпажных колебаний для ЦБН — большая вероятность повреждения упорного подшипника, возможность разрушения покрывающего диска рабочего колеса и разрыва заклепок, сильные задевания и разработка зазоров в лабиринтовых уплотнениях. На приводящей ЦБН ГТУ наблюдаются броски мощности, частоты вращения и температуры газа, иногда случаи помпажа осевого компрессора из-за резкого колебания температуры перед турбиной, что приводит к аварийной остановке агрегата. Экстренный вывод из режима помпажа ЦБН осуществляют обычно открытием рециркуляционного (перепускного) крана, соединяющего напорную линию с всасывающей. При этом расход через нагнетатель сразу возрастает, а степень сжатия падает. Для предотвращения помпажа и повторного ввода нагнетателя в работу необходимо выяснить и устранить причину, вызвавшую его, например повысить частоту вращения, уменьшить подачу и напор параллельно работающей группы и т. п.

Работа ЦБН с очень большими расходами и малыми степенями сжатия также относится к нерасчетным режимам. При этом углы входа потока β_1 и выхода α_2 возрастают, лопатки рабочего колеса и диффузора обтекаются с очень большими положительными углами атаки. Нагнетатели, имеющие ЛД, находятся в худшем положении, чем ЦБН с БЛД. Внешне такое явление проявляется в повышенных вибрациях и шуме. Пульсационные нагрузки могут вызвать повреждение узлов ЦБН, КПД нагнетателя заметно падает. В случае многоступенчатых ЦБН с БЛД стоит особое внимание уделять условиям обтекания лопаток ОНА.

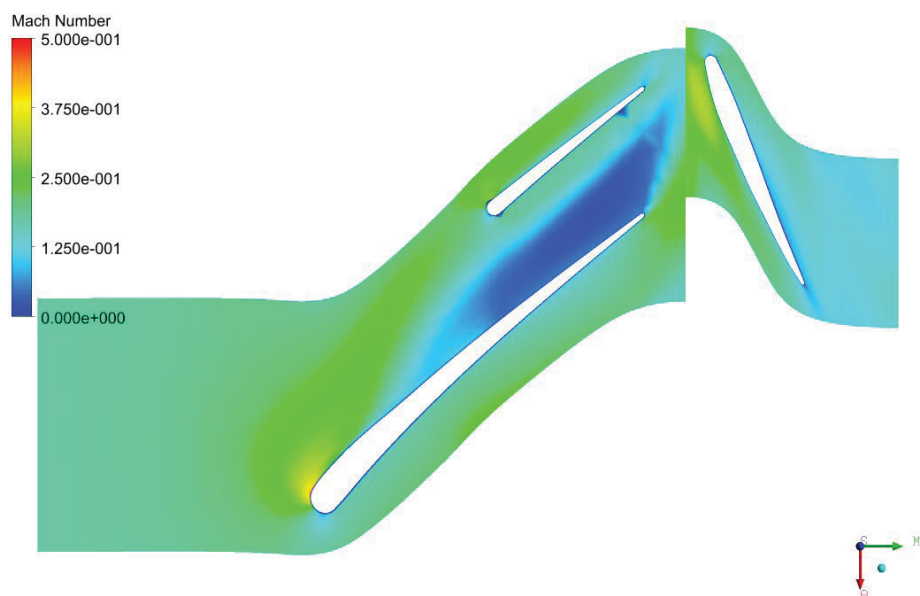


Рис. 2.14. Срывные явления в проточной части центробежного компрессора

Важным при проектировании центробежного колеса является обеспечение требуемой прочности конструкции. Практика эксплуатации показывает, что если отсутствуют динамические напряжения, вызванные импульсами от воздействия со стороны потока газа, и если материалы элементов колеса не теряют своих прочностных свойств под влиянием агрессивного воздействия среды (коррозионное растрескивание, межкристаллическая коррозия), то рабочее колесо может работать в течение длительного срока (при отсутствии эрозийного износа). Запасы прочности по отношению к пределу текучести материала должны быть не менее 1,5–1,7.

При работе ЦБК в потоке газа возникает своеобразное силовое поле, окружающее рабочее колесо и являющееся возбудителем динамических напряжений. Вследствие обратного влияния выходной улитки на всех режимах работы компрессора, за исключением режима оптимума КПД, поле давлений, окружающее рабочее колесо, характеризуется значительной неравномерностью вдоль окружности и шаговой неравномерностью от лопаток диффузора. Отстройка от резонанса в ступени центробежного компрессора достигается путем изменения либо числа рабочих лопаток (т. е. изменением собственных частот кон-

струкции), либо числа лопаток диффузора. Как показывает практика, наибольшую опасность представляют резонансы покрывающего диска с частотой $n z_{\text{лд}}$ [14].

2.3. Энергетические машины для перекачивания жидкостей (насосы)

Насос является энергетической машиной, в которой происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее поток. Насосы характеризуются большим разнообразием конструкций. По аналогии с компрессорами насосы можно разделить на две основные группы: объемные (поршневые, диафрагменные, пластинчатые, винтовые, зубчатые и т. д.) и динамические (электромагнитные, лопастные центробежные, осевые и диагональные, насосы трения вихревые, дисковые, струйные и т. д.). Наиболее распространенными типами турбонасосов являются осевые и центробежные лопастные насосы. Турбонасосы нашли широкое применение во многих сферах деятельности, в особенности в энергетике, аэрокосмической сфере, добывающей промышленности и т. д.

Теплоэнергетика является одним из основных потребителей насосного оборудования. На любой электростанции эксплуатируется большое количество самых разнообразных насосов. Насосное оборудование, работающее в тепловой схеме тепловых электрических станций и атомных электрических станций, в значительной мере определяет их надежность и эффективность и относится к одному из основных элементов вспомогательного энергетического оборудования [15].

2.3.1. Насосные установки

Насосы используются в составе насосного агрегата (насосной установки), состоящего из одного или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой с помощью муфты или вариатора частоты вращения, измерительных приборов. Назначением насоса является сообщение жидкости энергии главным образом в виде

энергии давления, которая требуется для ее передвижения по трубопроводам. Насос включается в систему трубопроводов (рис. 2.15), соединяющих приемный резервуар, откуда забирается жидкость, с напорным резервуаром, куда она подается. Если давление на жидкость в обоих резервуарах одинаково и равно атмосферному, то насос создает избыточное по сравнению с атмосферным давление в напорном патрубке и разрежение во всасывающем патрубке.

На практике, особенно в энергетике, встречается большое число различных схем насосных установок с разными типами насосов. Однако гидравлическая часть насосной установки, включающая насосы, подводящий и напорный трубопроводы с арматурой и приборами, как правило, выполняются по одинаковой схеме (рис. 2.15) [15, 16].

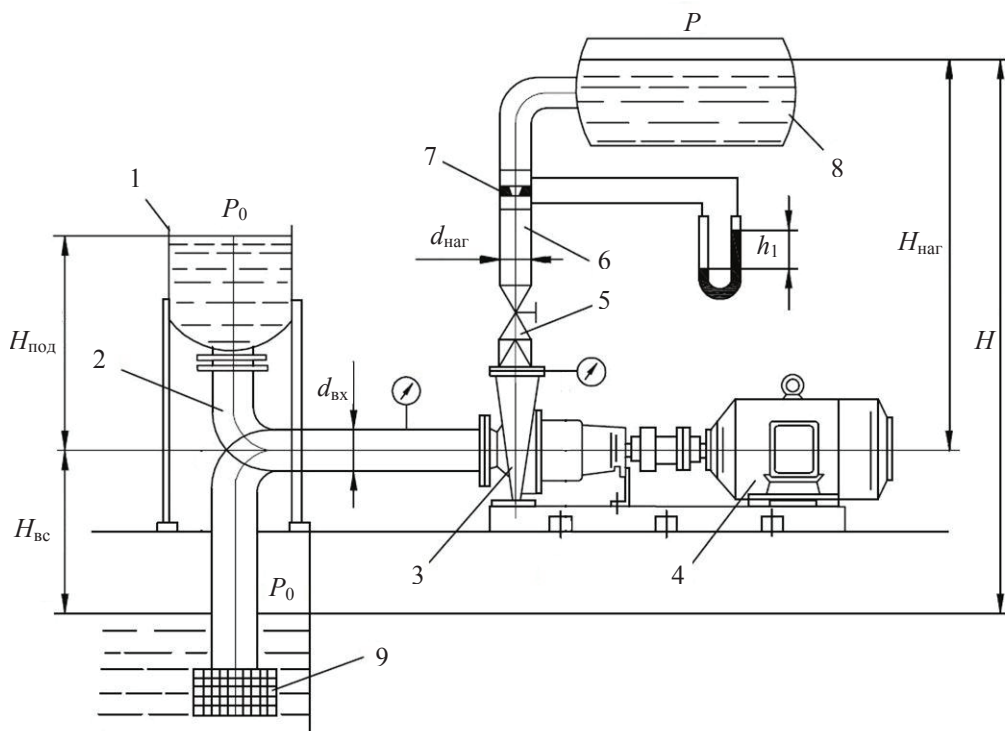


Рис. 2.15. Принципиальная схема насосной установки:

- 1, 9 — приемный резервуар; 2 — подводящий трубопровод; 3 — насос; 4 — электродвигатель, привод насоса; 5 — запорно-регулирующая задвижка; 6 — напорный трубопровод; 7 — сужающее устройство; 8 — напорный резервуар

Жидкая среда из приемного резервуара 1 или 9 по подводящему трубопроводу 2 подводится в насос 3, который с помощью муфты соединен с собственным приводом, в качестве которого может использоваться электродвигатель 4. Получив приращение энергии в насосе, жидкость по напорному трубопроводу 6 подается в напорный резервуар 8. На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка 5 и сужающее устройство 7 для определения расхода. Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе может быть установлен обратный клапан. Приемный резервуар может располагаться как выше насоса, так и ниже его. В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом ставится задвижка. Такая установка характерна для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодной жидкости из емкостей с достаточно высоким вакуумом. Во втором случае на нижнем конце подводящей трубы располагают приемный клапан. Такая установка характерна для насосов, подающих жидкости с низкой температурой. Для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод защищают сеткой. В состав насосной установки в зависимости от назначения могут быть включены дополнительная запорно-регулирующая арматура, предохранительные устройства, приборы для измерений гидравлических и электрических величин.

2.3.2. Принцип действия осевых и центробежных насосов

В осевых насосах частицы жидкости движутся через проточную часть вдоль цилиндрических плоскостей, осью которых является ось вращения рабочего колеса (рис. 2.16). Конструктивно осевые насосы делятся на насосы с жесткозакрепленными и поворотными лопастями, с горизонтальным и вертикальным расположением вала.

По аналогии с осевым компрессором можно рассмотреть принцип действия осевого насоса (рис. 2.16, б). Поток жидкости поступает на лопатки рабочего колеса под некоторым углом с абсолютной скоростью c_1 . Рабочее колесо вращается с окружной скоростью u . Векторное сложение этих скоростей позволяет определить величину и направление относительной скорости потока w_1 . Для лучшего обтекания лопастей их входные кромки ориентируют по углу потока в относи-

тельном движении β_1 . В диффузорных каналах рабочего колеса поток поворачивает и ему сообщается энергия привода (посредством взаимодействия потока со вращающимися лопастями). Абсолютная скорость потока увеличивается (растет динамическое давление) до значения c_2 , поскольку лопасти разгоняют его, а относительная скорость падает до значения w_2 из-за диффузорности канала, что сопровождается повышением статического давления. В результате прохождения каналов РК полная энергия потока жидкости возрастает (повышается полное давление) и насосом создается требуемый напор.

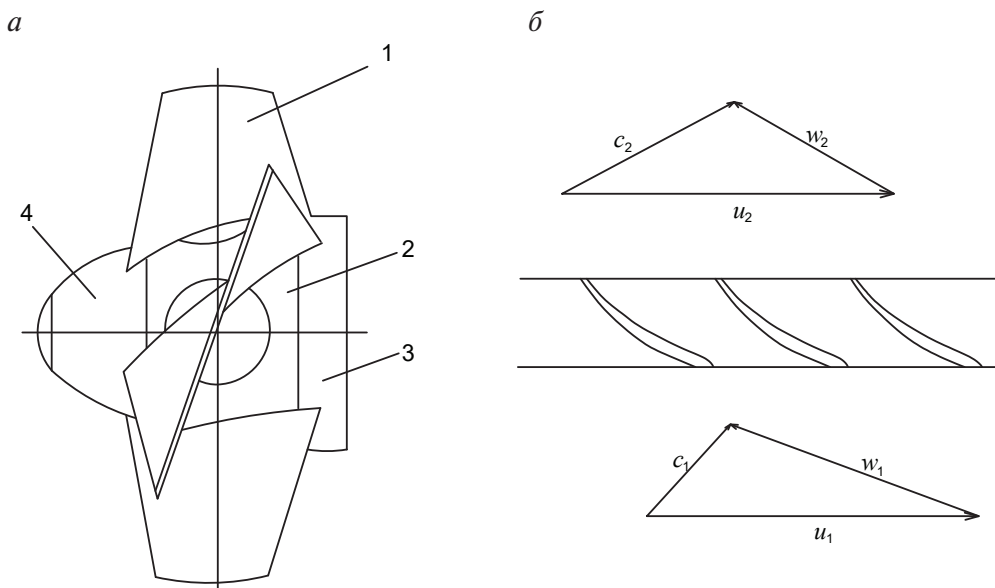


Рис. 2.16. Схема рабочего колеса осевого насоса (а) и треугольники скоростей (б):
1 — лопасть; 2 — втулка; 3, 4 — обтекатели верхний и нижний

В центробежном насосе (рис. 2.17) жидкость из подвода 2 попадает в каналы, образованные лопастями рабочего колеса 1, основным 4 и покрывным 3 дисками. Жидкость в каналах вращается вместе с рабочим колесом и под действием центробежных сил выбрасывается в плавно расширяющийся отвод. Вокруг ступицы рабочего колеса создается область пониженного давления, благодаря чему возникает постоянный приток жидкости к колесу из подвода 2. По мере прохождения диффузорных каналов РК происходит повышение полной энергии жидкости, абсолютная скорость возрастает, относительная снижается, статическое и полное давление растут. В выходной улитке

за счет расширения канала и в последующем диффузорном нагнетательном патрубке, соединенным с напорным трубопроводом, скорость жидкости снижается, из-за чего давление продолжает увеличиваться.

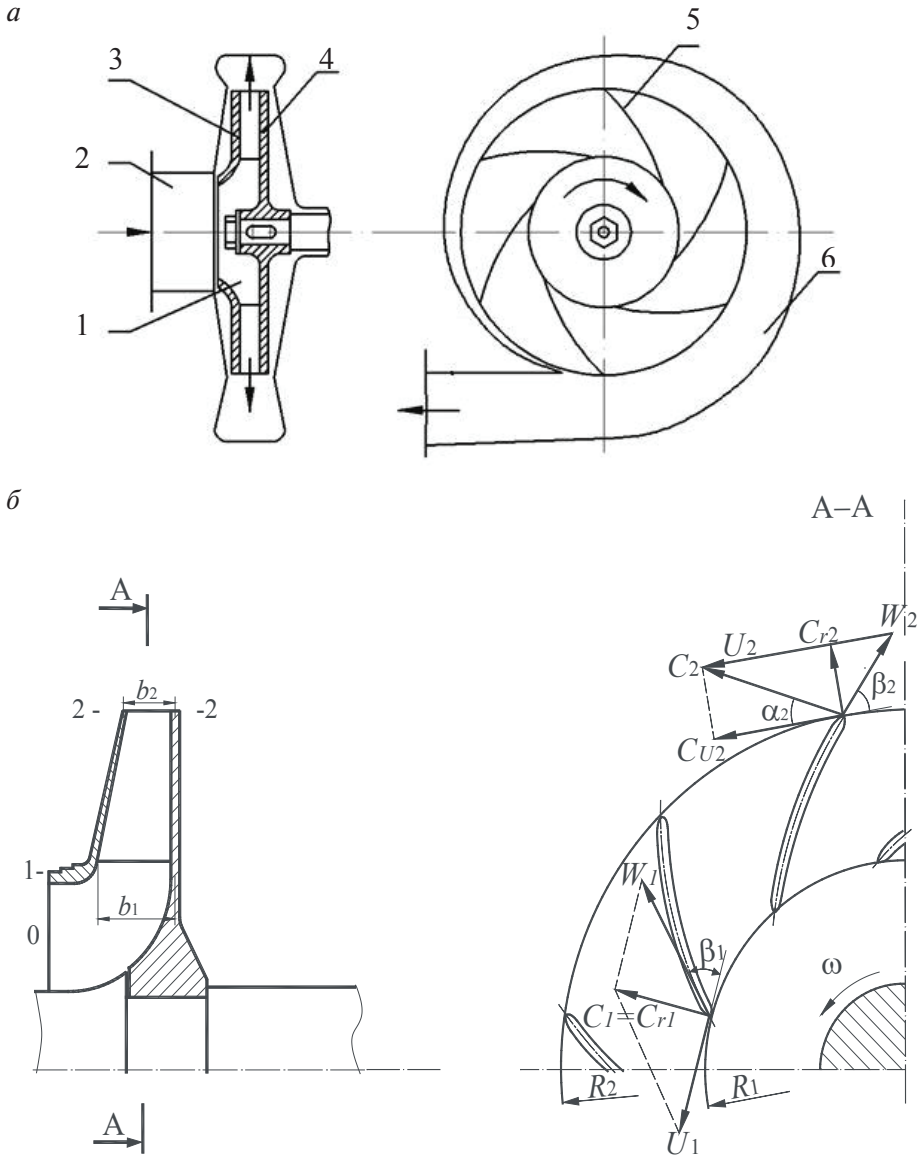


Рис. 2.17. Схема центробежного насоса (а) и треугольники скоростей (б):
 1 — рабочее колесо; 2 — подвод жидкости (всасывающий патрубок); 3 — покрывной диск рабочего колеса; 4 — основной диск рабочего колеса; 5 — лопатки рабочего колеса;
 6 — расширяющийся отвод (выходная улитка)

Многоступенчатая центробежная машина представляет собой обычно ряд одноступенчатых машин, рабочие колеса которых установлены на общем валу и соединены последовательно. В таком случае поток жидкости после рабочего колеса первой ступени, восприняв от лопаток некоторое количество энергии, выбрасывается в направляющий аппарат. Пройдя через поворотное колено, поток проходит обратный направляющий аппарат между первой и второй ступенями и поступает в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т. д. Назначение обратного направляющего аппарата заключается в устранении закручивания потока в целях эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени машины.

Напоры, развиваемые современными центробежными многоступенчатыми машинами, очень высоки, например насосы, подающие воду, создают напор до 4000 м. Имеются насосы с числом ступеней до 30.

В тех случаях, когда центробежная машина при заданном напоре должна обеспечивать такую подачу, что размеры проточной части (например, ширина лопасти на выходе) окажутся конструктивно неприемлемыми, применяют параллельное соединение рабочих колес. Такие машины называют многопоточными.

При высоких напорах и больших подачах находят применение центробежные машины многопоточного типа со ступенями давления. Такие машины состоят из двух или четырех групп ступеней давления. В каждой группе ступени включены последовательно в целях повышения напора, а группы ступеней включены параллельно.

2.3.3. Основные параметры и эксплуатационные характеристики насосов

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом параметров. Подача (производительность) насоса, объемная Q или массовая G , — это количество жидкости, подаваемое насосом через напорный патрубок в единицу времени. Удельная работы насоса L — работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкости. Она расходуется на повышение энергии жидкости, ее перемещение и преодоление внутренних потерь насоса. Напор насоса H — энергия, сообщенная единице веса перекачиваемой жидкости. Напор есть высота

столба жидкости, подаваемой насосом, эквивалентная создаваемому им давлению, измеряется в метрах. Перепад давлений ΔP — разница между давлением жидкости на выходе и на входе насоса. Его величина связана с напором через соотношение

$$\Delta P = \rho g H.$$

Одними из важных параметров насоса являются мощность и КПД. Различают полезную мощность N_{Π} (энергия, сообщаемая перекачиваемой жидкости в секунду) и потребляемую мощность N (мощность, передаваемая двигателем на муфту насоса, превышает полезную мощность на величину потерь ΔN):

$$\begin{aligned} N_{\Pi} &= GgH = Q\rho gH, \\ N &= N_{\Pi} + \Delta N. \end{aligned}$$

Отношение полезной мощности к потребляемой характеризует совершенство насоса и представляет собой полный коэффициент полезного действия η . Значение КПД современных динамических насосов разных конструкций находится в диапазоне 60–90 %. Его выражают как произведение трех видов КПД, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}},$$

где η_{Γ} — гидравлический КПД насоса, определяемый как отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических потерь, $\eta_{\Gamma} = 90 \dots 96 \%$; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД насоса, определяемый как отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и теряемой вследствие внутренних протечек, через зазоры и концевые уплотнения насоса, $\eta_{\text{об}} = 96 \dots 98 \%$; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость, в зависимости от конструкции насоса, $\eta_{\text{мех}} = 80 \dots 94 \%$.

Связь между основными параметрами насоса графически представляют в виде рабочих характеристик $Q = f(H, N, \eta, \Delta h)$, изображенных на рис. 2.18, а. Кривую $H(Q)$ называют напорной характеристикой. Кривые $N(Q)$ и $\eta(Q)$ называют энергетическими характеристиками. Кривая $\Delta h(Q)$ (кавитационный запас) дает представление о всасывающей способности насоса.

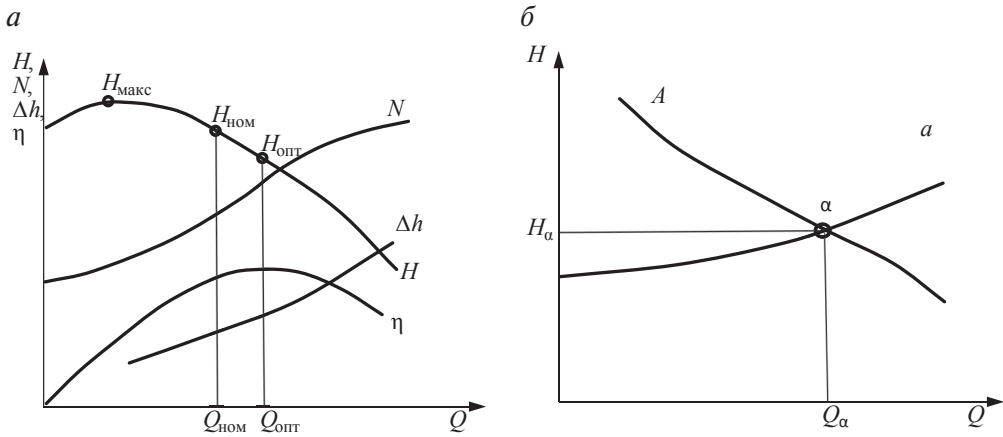


Рис. 2.18. Рабочие характеристики лопастных насосов (а) и совместная характеристика работы насоса и сети (б)

Напорная характеристика характеризуется крутизной, которая определяется отношением $(H_{\max} - H_{\text{опт}})/H_{\text{опт}}$ в рабочей части характеристики насоса (зона, в пределах которой допускается длительная эксплуатация насоса). Для центробежных насосов крутизна напорной характеристики не превышает 0,2–0,25, для диагональных составляет 0,25–0,8, для осевых достигает 1,0. Различают стабильную (непрерывно падающую) и западающую напорные характеристики. При западающей форме кривой $H(Q)$ возможна неустойчивая работа насоса. Зависимости $N(Q)$ для центробежных и осевых насосов имеют отличительные особенности, определяемые влиянием при малых подачах потерь гидравлического торможения. Для центробежных насосов (рис. 2.18, а) при нулевой подаче мощность имеет минимальное значение $N_0 = (0,4 \dots 0,6) N_{\text{опт}}$. Для осевых насосов, наоборот, максимума мощность достигает при нулевой подаче $N_0 \approx 2N_{\text{опт}}$. Для уменьшения пусковых моментов на электродвигателе запуск в работу центробежного насоса целесообразно производить при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а осевого насоса — при открытой.

Работа насоса, присоединенного к системе трубопроводов, находится в зависимости от гидравлических свойств этой системы, называемой сетью. Для каждого насоса при заданной частоте вращения вала существует определенная зависимость между его производительностью и напором. Разное сопротивление сети (наличие поворотов, выступов, удобообтекаемых поверхностей, качество внутренней по-

верхности трубопровода, протяженность участков и т. д.) по-разному влияет на положение рабочей точки насоса на его характеристике. На рис. 2.18, б представлена совместная характеристика работы насоса и сети, где A — напорная характеристика насоса, a — гидравлическая характеристика сети. Точка пересечения характеристик насоса и трубопроводной сети α определяет режим работы рассматриваемого насоса на данный трубопровод. В случае повышения сопротивления сети (например, прикрытия задвижки на трубопроводе) изменится ее характеристика (станет более крутой) и при той же мощности, затрачиваемой насосом, для повышения напора, требуемого для преодоления дополнительного сопротивления, подача насоса упадет.

Для изменения режима работы (изменения подачи и напора, при этом также меняются значения мощности, КПД и кавитационного запаса) насосной установки осуществляют ее регулирование, которое имеет свои особенности для осевых и центробежных насосов. В целом регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (изменением характеристик сети) или же воздействием на насос (изменением формы и положения характеристики насоса).

Дроссельное регулирование является наиболее распространенным, простым и надежным способом регулирования, который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него. Дросселирование на всасывающей линии не нашло практического применения из-за опасности возникновения кавитации. По мере закрытия дросселя происходит увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Минимальные потери при таком способе регулирования имеют место при пологой форме напорной характеристики насоса.

Еще один способ регулирования — регулирование перепуском или байпасированием. При этом способе требуемая подача системы достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса. В результате напор насоса снизится, а подача возрастет. Данный подход приемлем для регулирования насосов, у которых мощность при увеличении подачи снижается. Для центробежных насосов регулирование перепуском вызывает увеличение потребляемой мощности, что дополнительно нагружает приводной двигатель.

Регулирование изменением частоты вращения насоса возможно при использовании соответствующих приводов, допускающих работу с переменной частотой вращения. К таким приводным двигателям

относятся электродвигатели постоянного тока, паровые турбины, двигатели внутреннего сгорания и асинхронные двигатели с фазным ротором или регулируемой частотой тока, допускающие плавное изменение частоты вращения. Регулирование изменением частоты вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя может быть осуществлено путем включения между валами двигателя и насоса какого-либо вариатора скорости, например регулируемой гидромукты или электромагнитной муфты.

Для центробежных насосов также применяется регулирование поворотными направляющими лопатками на входе. Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на напор и при заданной характеристике трубопровода приводит к изменению подачи. Направляющий аппарат конструктивно может быть выполнен как осевым, так и радиальным.

Регулирование подачи жестколопастных осевых насосов осуществляется изменением частоты вращения рабочего колеса. Регулировать подачу осевых насосов методом дросселирования с помощью задвижки на напорной стороне неэкономично, так как при этом с увеличением сопротивления самого рабочего колеса и задвижки поглощается значительная часть напора насоса. В поворотно-лопастных насосах экономически наиболее целесообразным является регулирование поворотом лопаток рабочего колеса [15].

При эксплуатации насосных установок зачастую практикуется параллельное и последовательное соединение нескольких насосов для увеличения расхода, подаваемого в общую магистраль, или напора соответственно. Можно провести аналогию с эксплуатацией центробежных компрессоров природного газа на компрессорных станциях, когда несколько агрегатов осуществляют повышение давления газа и его транспорт дальше по газопроводу при параллельном и последовательном соединении [12].

Рассмотрим, как выглядят характеристики совместной работы насосов и сети при параллельной работе двух одинаковых насосов (рис. 2.19, а), двух неодинаковых насосов (рис. 2.19, б) и последовательной работе двух одинаковых насосов (рис. 2.19, в). Первые два случая применяются для повышения расхода прокачиваемой жидкости, третий — для увеличения напора.

При работе одного насоса режим его определится точкой А при подаче Q_1 . При параллельной работе двух насосов (рис. 2.19, а) их сум-

марная рабочая характеристика (кривая III) строится путем удваивания абсцисс для каждой точки кривой I. Точка C (точка пересечения суммарной характеристики (кривой) III с характеристикой сети (кривой) II) определит рабочий режим насосов при их совместной параллельной работе на данный трубопровод. При этом расход увеличится, но не удвоится, так как напор возрастет. Режим работы каждого насоса определится уже точкой B, лежащей на горизонтالي и проведенной из точки C до пересечения ее с характеристикой насоса (кривой) I. Каждый насос теперь подает количество Q_{II} (точка B), а два насоса — $2Q_{II}$ (точка C). Если бы характеристикой сети была кривая IV, то точка D определяла бы суммарный расход двух насосов, а точка E — одного. Из этого следует, что для значительного увеличения производительности при параллельной работе насосов характеристика сети должна быть пологой. При остановке одного из насосов другой увеличит свою подачу, перейдя в точку A. При этом потребляемая им мощность возрастает, следовательно, двигатель к насосу следует выбирать с запасом мощности относительно той, которую он расходует при совместной работе. В случае параллельной работы трех и более насосов построение ведется аналогичным способом.

На рис. 2.19, б кривые I и V — характеристики двух разных насосов. Суммарная характеристика (кривая III) начинается в точке A, а последующие ее точки получают суммированием абсцисс кривой I и участка AB кривой V при равных напорах. На участке до точки A возможна работа только одного насоса V, и от точки A в параллельную работу включается второй насос. В этом случае насосы должны быть подобраны так, чтобы режимы их работы отвечали по возможности максимуму КПД. Кроме того, необходимо следить за тем, чтобы развиваемый насосами напор не превосходил максимального значения напора любого из включенных в параллельную работу насосов.

В последовательной работе двух насосов (рис. 2.19, в) суммарная характеристика (кривая III) строится путем удвоения ординат кривой I при одинаковых абсциссах. При заданной характеристике сети (кривая II) рабочий режим одного насоса определяется точкой A. Предположим, что необходимо повысить давление в напорном резервуаре или увеличить геодезическую высоту подъема на H_0 (т. е. характеристика сети сместится вверх на высоту H_0), сохраняя производительность Q_I . Для этого включается последовательно второй насос. Рабочий режим теперь определяется точкой B на кривой III.

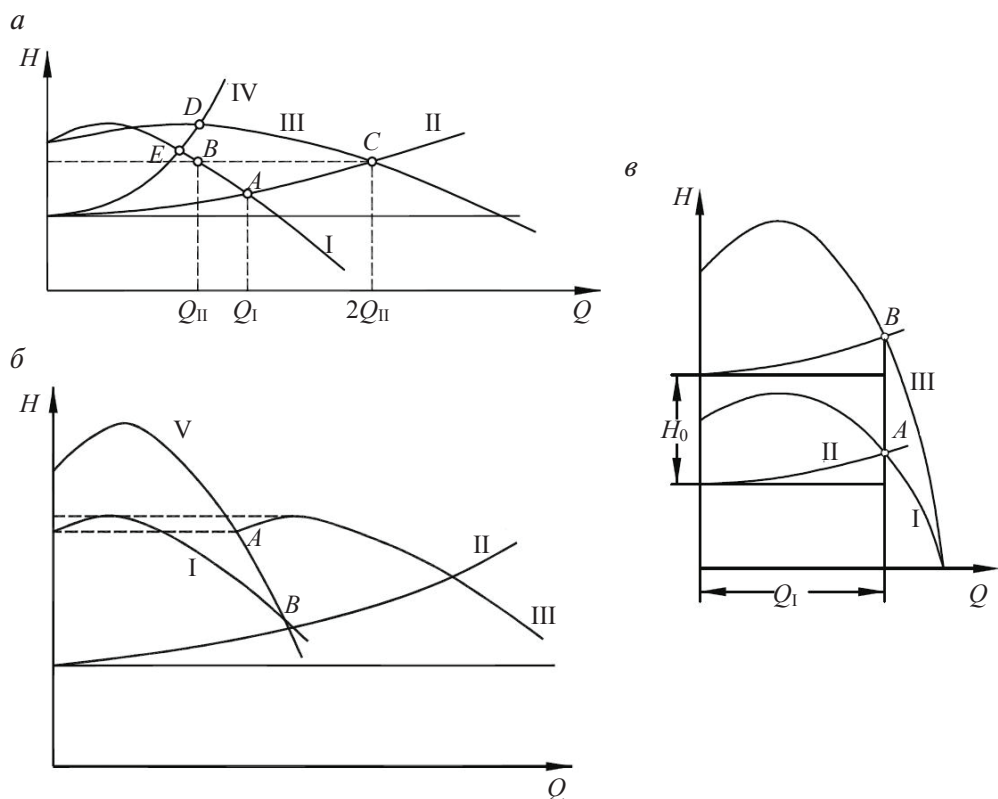


Рис. 2.19. Характеристики параллельной работы двух одинаковых насосов (а), двух неодинаковых насосов (б) и последовательной работы двух одинаковых насосов (в): I — характеристика одного насоса; II — характеристика сети; III — суммарная характеристика двух насосов; IV — характеристика сети с большим сопротивлением; V — характеристика другого насоса

При эксплуатации насосов (как и других гидравлических машин и узлов) важным является недопущение возникновения кавитации, поскольку при длительной работе в таких условиях происходит механическое усталостное разрушение (кавитационный износ) практически любого материала, из которого выполнена обтекаемая потоком поверхность.

Кавитация — это явление возникновения в турбулентном потоке разрывов сплошности жидкости (каверн). Реальные жидкости разрываются при растягивающих напряжениях, соответствующих падению давления в них до давления парообразования, что объясняется наличием в жидкости газовых пузырьков, служащих ядрами кавитации.

При работе насосной установки давление во входном патрубке насоса может быть весьма низким, и часто здесь возникает довольно глубокий вакуум, что может стать причиной возникновения кавитации. Важным параметром является допустимая высота всасывания. Условием отсутствия кавитации является требование, чтобы в пределах проточного тракта давление было выше давления насыщения пара жидкости.

Характерными видами кавитации (рис. 2.20) [15] являются профильная (возникающая при обтекании лопастей в области наиболее низкого давления), щелевая (возникающая при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазоры, например между лопастями рабочего колеса и корпусом) и местная (вызываемая обтеканием неровностей, отдельных уступов, ребер, головок болтов и др.).

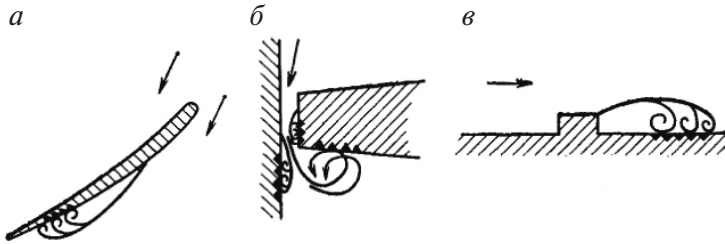


Рис. 2.20. Области возникновения профильной (а), щелевой (б) и местной (в) кавитации в гидромашинах

При попадании ядра в зону растягивающих напряжений (например, при обтекании входных кромок лопастей рабочего колеса насоса), в которой может иметь место уменьшение давления во внешней среде до давления парообразования, начинается быстрое расширение пузырька, наполнение его в основном водяным паром. Это приводит к образованию кавитационной каверны — местного разрыва сплошности жидкости и отражается на гидродинамических характеристиках обтекаемых профилей. После образования каверн дальнейшего понижения давления в жидкости не происходит, так как оно компенсируется быстрым увеличением объема каверн. Затем, когда каверна попадает в зону повышенных давлений, пар мгновенно конденсируется, и она замыкается (схлопывается) со скоростью, достигающей скорости звука в воде, что вызывает образование гидравлического удара, при котором давление в каверне и вблизи нее достигает очень больших величин. Вслед за сжатием каверны происходит ее расширение,

сопровожающееся резким падением в ней давления, и процесс повторяется, постепенно затухая.

При достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери в насосе, что приводит к падению КПД и уменьшению расхода, возникает резкий шум и повышенная вибрация. При работе гидромашин в условиях кавитации довольно скоро в тех местах, где захлопываются каверны, образуется износ поверхности. Кавитационный износ (эрозия) вызывается главным образом механическим воздействием кавитирующего потока, которое проявляется в виде ударов, возникающих при захлопывании каверн на обтекаемой поверхности или вблизи нее. Особенность воздействия состоит в том, что частота этих ударов очень высока. При этом проявляются усталостные явления в металлах. Разрушение происходит в форме выкрашивания, выбивания отдельных кристаллов, и поверхность металла вместо гладкой становится губчатой. Интенсивность разрушения иногда весьма высока и может достигать глубины 10–40 мм в год, что вызывает необходимость частых ремонтов, смены рабочих органов, а это в свою очередь приводит к значительному удорожанию эксплуатации гидромашин.

2.4. Энергетические машины для получения механической энергии (турбины)

Турбина является лопаточной машиной, в проточной части которой происходит преобразование энергии (кинетической и потенциальной) потока рабочего тела (газа, пара, воды) по средствам взаимодействия с лопатками ротора в механическую работу на валу (вращение вала). Иными словами, турбина — это тепловой двигатель, преобразующий тепловую энергию рабочего тела в механическую энергию вращения ротора. В настоящее время энергетическая промышленность не может обходиться без них, турбины нашли широкое применение в качестве привода электрического генератора на различных тепловых, атомных и гидроэлектростанциях. Турбины применяются в качестве приводов на воздушном, морском и наземном транспорте, используется как привод компрессора в газотурбинном двигателе, привод центробежных компрессоров природного газа в составе газотурбинных газоперекачивающих агрегатов, а также как привод гидродинамической передачи, гидронасосов и т. д.

2.4.1. Газовые турбины

Газовые турбины можно классифицировать по тепловому циклу, осуществляемому в них, на турбины с постоянным давлением сгорания $p = \text{const}$, с постоянным объемом сгорания $v = \text{const}$ и пульсирующие газовые турбины [17]. Первый тип нашел наибольшее распространение и применяется в современных газотурбинных установках и двигателях. В газовых турбинах $v = \text{const}$ процесс сгорания происходит в замкнутом объеме камеры (камера наполняется воздухом через всасывающий клапан, после его закрытия происходит сгорание топлива, сопровождающееся резким ростом температуры и давления, в результате чего открывается выхлопной клапан и продукты сгорания поступают в турбину). В таких турбинах можно получить большую удельную мощность и несколько лучшую экономичность термического цикла. Они не нашли широкого применения из-за более сложной конструкции, низкой надежности работы клапанов, повышенной вибрации лопаточного аппарата и повышенных гидравлических потерь, связанных с непостоянным режимом обтекания лопаток. Пульсирующие турбины занимают промежуточное положение между турбинами типов $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$. В сравнении с турбинами с постоянным объемом сгорания в их конструкции отсутствует выхлопной клапан (камера не ограждена от выхлопа), а характер работы будет зависеть от скорости процесса сгорания (чем меньше скорость сгорания, тем ближе к турбине $p = \text{const}$ и наоборот).

По направлению газового потока турбины классифицируют на осевые и радиальные. Осевые турбины применяются при необходимости обеспечить высокие расходы газа и соответственно мощность при длительном сроке службы. Радиальные турбины нашли применение при малых расходах газа и мощностях. Этим объясняется наибольшее распространение именно осевых турбин.

Также турбины можно классифицировать на одноступенчатые и многоступенчатые. В одной ступени турбины эффективно можно преобразовать только ограниченный теплоперепад, величина которого определяется окружной скоростью вращения ротора, которая, в свою очередь, лимитирована по условиям обеспечения требуемой механической прочности диска и лопаток ротора. Поэтому при необходимости срабатывать большой теплоперепад в турбине ее конструкцию могут выполнять многоступенчатой. Кроме того, снижение окружной ско-

рости и теплоперепада на ступень в многоступенчатых конструкциях позволяет применять более длинные лопатки, что обеспечивает при необходимости большую пропускную способность проточной части турбины. Вопрос о распределении теплоперепадов между ступенями является одним из основных при проектировании турбины.

По способу срабатывания располагаемого перепада давлений в многоступенчатых осевых турбинах различают турбины со ступенями давления и со ступенями скорости. В первом случае в каждой ступени срабатывается определенная часть располагаемого перепада давлений, в результате давление вдоль проточной части уменьшается постепенно от первой ступени к последней. Во втором случае весь располагаемый перепад давлений срабатывается в первой ступени, а полученная кинетическая энергия постепенно используется в последующих ступенях. Такие турбины имеют меньшее количество ступеней при заданном теплоперепаде, а также более низкую температуру газа перед рабочим колесом. Тем не менее турбины со ступенями скорости характеризуются более низкими значениями КПД. Поэтому наибольшее распространение получили турбины со ступенями давления.

Важным вопросом при проектировании и эксплуатации газовых турбин является обеспечение требуемой прочности лопаточного аппарата (и других элементов горячего тракта) при высоких температурах газового потока. В среднем начальная температура газа в ГТУ за годы активного развития газотурбинной технологии повысилась от 650–700 °С до 1400–1500 °С (и более) при соответствующем росте эффективного КПД ГТУ простого цикла от 20–25 % до 38–40 %. Что касается жаропрочности материалов горячей части, то приемлемый срок службы основных деталей возможно обеспечить при температуре не более 850–900 °С [18]. Для реализации высокого КПД ГТУ (за счет повышения начальной температуры цикла) и обеспечения при этом назначенного ресурса деталей проточной части турбины используют различные системы охлаждения. Назначением систем охлаждения газовых турбин является снижение температуры узлов и деталей до такого уровня, при котором можно обеспечить их надежную работу и применить менее дорогие и дефицитные материалы. Объектами для охлаждения в газовой турбине являются как статорные (корпуса, обоймы, лопатки СА и т. д.), так и роторные детали (лопатки РК, диски, уплотнения). При охлаждении ротора и статора, помимо решения задачи обеспечения назначенного ресурса всех деталей за счет вы-

равнивания тепловой инерции неподвижных и вращающихся узлов, выдерживаются заданные величины радиальных зазоров в проточной части (используют как пассивные, так и активные системы управления радиальными зазорами).

По способу движения охладителя системы охлаждения можно разделить на замкнутые, полужамкнутые и открытые. В замкнутых системах охладитель, в качестве которого используется дистиллированная вода, жидкие металлы или кремнийорганические соединения, циркулирует по замкнутому контуру за счет работы специального насоса и отдают теплоту окружающей среде в специальном теплообменнике. Их характеризует не только большой охлаждающий эффект, но и конструктивная сложность. В полужамкнутых системах хладагент, например воздух, возвращается в цикловой компрессор или направляется в камеру сгорания. В открытых системах воздух, отбираемый из циклового компрессора, после охлаждения детали выпускается в проточную часть. Наибольшее распространение получили открытые системы охлаждения, что связано с их сравнительной простотой.

По принципу действия различают следующие системы воздушного охлаждения: с внешним конвективным охлаждением, с внутренним конвективным охлаждением, с пленочным (заградительным, пористым) охлаждением и с комбинированным конвективно-пленочным охлаждением. При внешнем конвективном охлаждении детали обдувают струями или распределенным потоком охлаждающего воздуха. Применяют его чаще всего для дисков, роторов и наружных корпусов турбин. При внутреннем конвективном охлаждении, которое наиболее распространено в сопловых и рабочих лопатках, воздух отводит теплоту от внутренней поверхности стенок, обогреваемых снаружи рабочим телом. Пленочное (заградительное) охлаждение применяется для охлаждения лопаток высокотемпературных ступеней, а также для стенок жаровых труб камер сгорания, оно защищает охлаждаемую поверхность за счет выдува вдоль нее тонкой пленки охладителя [18, 19].

Введение охлаждения турбин приводит к возникновению дополнительных потерь (затраты на подготовку охладителя, термодинамические и аэродинамические потери, связанные с взаимодействием охладителя с продуктами сгорания, и т. д.), несколько уменьшающих положительный эффект от повышения начальной температуры газа. Оптимальная с точки зрения стоимости жизненного цикла двигателя конструкция турбины подразумевает оптимальное сочетание всех

основных способов обеспечения ее работоспособности. Применение дорогостоящих жаропрочных сплавов увеличивает стоимость материала, но уменьшает потребность в охлаждении. Применение более сложной и эффективной системы охлаждения турбины увеличивает ее себестоимость, но позволяет использовать менее дорогие материалы.

2.4.2. Паровые турбины

Паровые турбины нашли широкое распространение во многих областях техники и отраслях народного хозяйства. Разнообразие условий их эксплуатации породило разнообразие конструкций. В настоящее время нашли применение как стационарные, так и транспортные паровые турбины. В качестве транспортного двигателя паровая турбина в основном используется для привода гребного винта крупных судов. Отличительными требованиями к транспортным турбинам (всех типов) являются малая масса и малые габариты, а также постоянная работа с переменной частотой вращения. Стационарные турбины можно разделить по цели использования на энергетические, промышленные и вспомогательные. Энергетические турбины служат для привода электрогенератора, включенного в энергосистему, и отпуска теплоты. Для турбин, установленных на ГРЭС, основной задачей является выработка электроэнергии. Для турбин, установленных на ТЭЦ, — выработка и теплоты, и электроэнергии. Характерной особенностью работы таких турбин является постоянная частота вращения. Промышленные турбины используются в основном для обеспечения паром различных видов технологических процессов в химической промышленности, производстве бумаги и т. д. Производство электроэнергии для таких турбин является второстепенной задачей. Вспомогательные турбины служат для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии (например, для привода питательных насосов, воздуходувок котла и т. д.).

По характеру теплового процесса паровые турбины можно классифицировать на конденсационные и теплофикационные. В первую очередь конденсационные турбины используются для выработки электроэнергии. Они являются основным оборудованием крупных ГРЭС и АЭС. Весь отработавший пар в конденсационных турбинах сбрасывается в конденсатор, в котором поддерживается глубокий вакуум. Современные энергетические конденсационные турбины имеют отборы

теплоты на регенеративный подогрев собственной питательной воды и для снабжения теплотой внешних потребителей. Теплофикационные турбины служат для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты. В свою очередь они делятся на турбины с противодавлением и турбины с регулируемыми отборами. В турбинах с противодавлением отработавший пар используется для технологических целей. В соответствии с требованиями потребителей определяется уровень параметров пара на выходе из турбины (0,4–4,0 МПа). Электрическая нагрузка турбин с противодавлением зависит от требуемого уровня производства теплоты. Турбины с регулируемыми отборами пара имеют один или несколько отборов пара из проточной части. Отбор, осуществляемый при давлении 0,07–0,24 МПа, называют теплофикационным, поскольку им нагревают сетевую воду для отопления и горячего водоснабжения. Отборы более высоких давлений называют промышленными. Турбины с промышленным отбором изготавливаются как для работы на конденсатор, так и для работы с противодавлением. Характерной особенностью турбин с регулируемыми отборами является возможность раздельного регулирования выработки электроэнергии и теплоты. При отсутствии потребления теплоты турбины с регулируемыми отборами могут работать как конденсационные.

2.4.3. Описание и принцип действия осевой турбины

Осевые турбины (рис. 2.21) энергетических ГТУ, как правило, выполняют из одной или двух частей (отсеков). Отсеки связаны между собой только газодинамически, без прямой механической связи, и служат для привода отдельных устройств. Турбины приводных ГТУ и ГТД состоят преимущественно из двух или трех частей (отсеков), каждая из которых приводит компрессорную машину. Задачей разработчика при проектировании турбин стационарной ГТУ является достижение максимальной экономичности и надежности при минимальной стоимости. При разработке турбин авиационного газогенератора дополнительно решается еще задача минимизации массы.

Степень осевой турбины состоит из неподвижного соплового аппарата и вращающегося рабочего колеса (рис. 2.21, 2.22, *а*). Сечения характеризуют параметры: 0 — перед сопловым аппаратом, 1 — за сопловым аппаратом, 2 — за рабочим колесом.

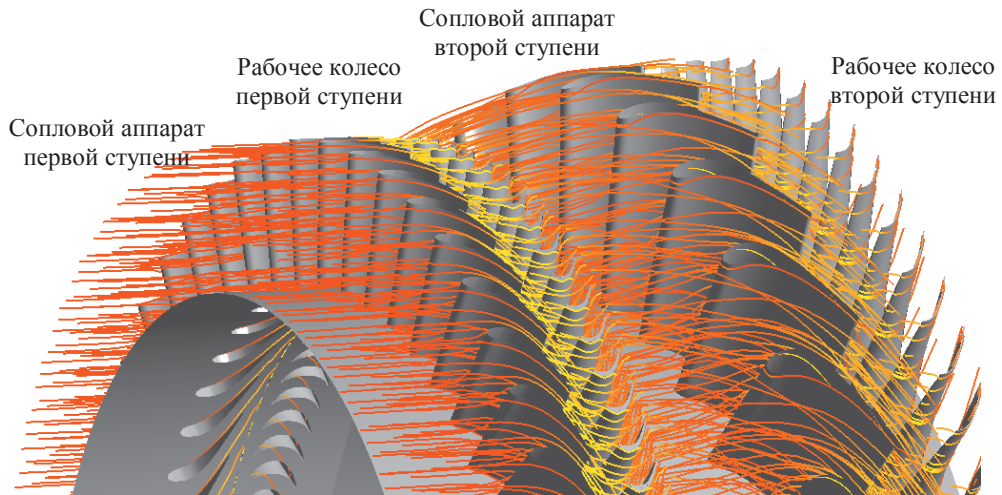


Рис. 2.21. Лопаточный аппарат двухступенчатой осевой турбины, состоящей из двух одноступенчатых отсеков, с визуализацией потока

К термодинамическим параметрам ступени турбины относят степень понижения давления, работу расширения и КПД. Процесс расширения в турбинной ступени, так же как и сжатия в компрессорах и диффузорах, удобно представить в h - S диаграмме, на горизонтальной оси которой нанесена энтропия, а на вертикальной — энтальпия (рис. 2.22, б). На такой диаграмме изобары (линии постоянного давления) изображают как кривые, расположенные под переменным углом к осям.

Идеальные процессы расширения и сжатия в h - S диаграмме имеют вид вертикальной прямой, их называют изоэнтропийными (более точный термин, чем адиабатные). При реальном расширении в турбине (или сжатии в компрессоре, см. рис. 2.6) имеют место потери, и процесс смещается вправо. Поток поступает в ступень турбины из газопроводного патрубка или из предыдущей ступени с энергией, характеризуемой во входном сечении энтальпией h_0^* , скоростью c_0 , полным давлением P_0^* и температурой торможения T_0^* . Процесс расширения газа в ступени начинается фактически от состояния P_0^* , T_0^* .

Кинематика потока в осевой турбинной ступени представлена на рис. 2.22, в. Поток поступает на вход в ступень турбины со скоростью c_0 под углом к фронту решетки профилей лопаток α_0 . Передние кромки сопловых лопаток ориентированы по направлению вектора

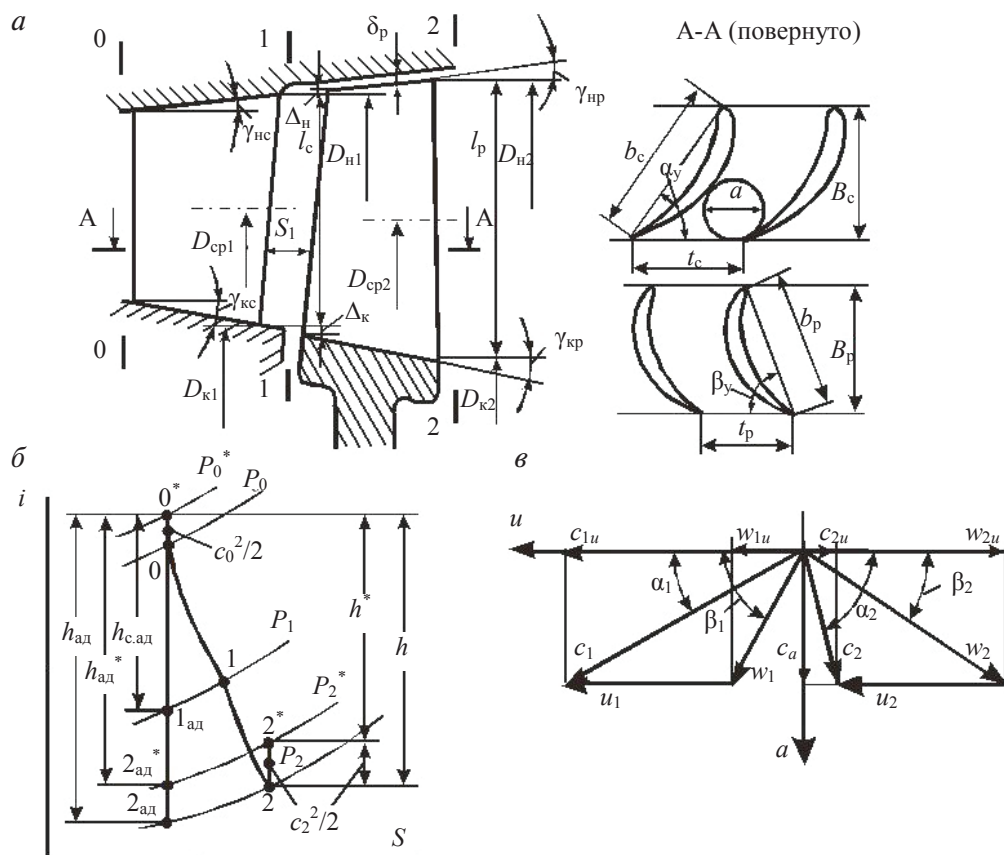


Рис. 2.22. Геометрические характеристики осевой турбинной ступени (а), процесс расширения в h - S диаграмме (б) и соответствующие ему треугольники скоростей:

D_{cp1} , D_{cp2} — средние диаметры на выходе соответственно из соплового аппарата и рабочего колеса; $D_{к1}$, $D_{к2}$, $D_{н1}$, $D_{н2}$ — корневые и наружные диаметры; l_c , l_p — высота на выходе соответственно сопловых и рабочих лопаток; Δ_k , Δ_n — перекрыши соответственно корневая и наружная; α — горло решетки; α_y , β_y — установочные углы профилей; γ_{kc} , γ_{kp} , γ_{nc} , γ_{np} — углы раскрытия сопловых и рабочих лопаток соответственно в корне и на наружной поверхности; S_1 — передний осевой зазор; θ_c , B_c , θ_p , B_p — соответственно хорды и ширины сопловых и рабочих лопаток; t_c , t_p — соответственно шаг профилей сопловых и рабочих лопаток; 0—0, 1—1, 2—2 — сечения; 0*, 2* — состояние заторможенного потока соответственно перед и за ступенью; P_1 — статическое давление за сопловым аппаратом; P_2 , P_2^* — соответственно статическое и полное давление за ступенью; $h_{с.ад}$, $h_{ад}$, $h_{ад}^*$ — соответственно адиабатные теплоперепады в сопле, в ступени и по заторможенным параметрам; h , h^* — действительные теплоперепады в ступени и по заторможенным параметрам; a , u — соответственно осевое и окружное направление; c_1 , c_2 , w_1 , w_2 — соответственно абсолютные и относительные скорости на входе в венец и на выходе из него; u_1 , u_2 — окружная скорость соответственно на входе в рабочий венец и на выходе из него; α_1 , α_2 , β_1 , β_2 — углы векторов скоростей в абсолютном и относительном движении; c_{1u} , c_{2u} , w_{1u} , w_{2u} — проекции соответствующих векторов на окружное направление; c_a — проекция абсолютной скорости на осевое направление

скорости c_0 , а задние направляют таким образом, чтобы межлопаточный канал в сопловом аппарате имел конфузорную форму, т. е. площадь на выходе из межлопаточного канала оказалась значительно меньше, чем на входе. В результате этого давление и температура потока по мере прохождения соплового аппарата снижается от значений P_0, T_0 до P_1, T_1 . При этом скорость существенно возрастает до значения c_1 . По мере прохождения каналов СА поток отклоняется (поворачивает) и выходит под углом α_1 . Таким образом в СА происходит преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую энергию его скорости без отвода работы. Рабочее колесо вращается с окружной скоростью u . Направление и значение вектора скорости потока на входе в РК в относительном движении w_1 определяется разностью векторов скоростей c_1 и u_1 . Входные и выходные кромки лопаток РК ориентируют таким образом, чтобы межлопаточный канал имел конфузорную форму, в результате чего происходит дальнейшее расширение потока с уменьшением давления и температуры до значений P_2, T_2 . Относительная скорость потока при этом возрастает до значения w_2 . Значение абсолютной скорости потока существенно снижается с изменением направления (поток поворачивает) до близкого к осевому (первоначальному), что связано с совершением потоком рабочего тела работы, а именно с вращением РК. У потока, проходящего через ступень турбины и совершающего работу, его полная энергия снижается до соответствия значениям параметров P_2^*, T_2^* .

В результате прохождения через рабочее колесо поток в абсолютном движении меняет направление, а в турбине движется как бы по спирали. Окружная скорость на среднем диаметре $u_{\text{ср}}$ в приводных газовых турбинах составляет 250–350 м/с, а в сильно нагруженных ступенях может достигать на периферии 400–450 м/с. Она ограничена прочностью ступени. При изменении частоты вращения n , следовательно, окружной скорости сохраняются практически неизменными углы потока α_1 и β_2 , определяемые выходными углами лопаток, а поточные углы α_2 и β_1 получают новые значения. Угол α_2 на расчетном режиме для первой ступени желательно иметь не менее 70° – 60° , что позволяет использовать выходную скорость $c_{2,1}$ во второй ступени при срабатывании большого теплоперепада на первой, а в последней ступени отсека в пределах 80° – 90° , что обычно обеспечивает эффективную работу диффузора за турбиной или переходного патрубка к следующему отсеку турбины. Следует различать геометрические углы $\alpha_{1\Gamma}$,

$\beta_{1г}, \beta_{2г}$ и поточные $\alpha_1, \beta_1, \beta_2$. Разницу между ними называют углом атаки i или углом отставания δ , например $i = \beta_{1г} - \beta_1$ или $\delta = \beta_{2г} - \beta_2$. Угол атаки может быть как положительным, так и отрицательным.

В ступенях осевых турбин угол поворота потока находится обычно в пределах $\varepsilon = 50...80^\circ$. Для сравнения, в компрессорных ступенях это значение гораздо меньше — $\varepsilon = 15...25^\circ$. Возможность применения больших углов поворота потока в турбинных ступенях объясняется тем, что компрессорные решетки, в отличие от турбинных, имеют расширяющиеся межлопаточные каналы, т. е. в турбинных решетках характер течения конфузорный, а в компрессорных — диффузорный. Такой характер течения в межлопаточных каналах компрессорных ступеней, особенно при больших углах поворота, приводит к срыву потока с лопаток и снижению эффективности работы ступени.

Степень понижения давления в ступени турбины определяется как

$$\pi_{ст} = p_0^* / p_2.$$

Адиабатическая работа расширения ступени:

$$h_{ст.ад} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left(1 - \pi_{ст}^{\frac{1-k}{k}} \right), \quad h_{ст.ад} = c_p T_0^* (1 - \pi_{ст}^{-m}), \quad m = (k-1)/k.$$

Обычно пользуются тремя значениями КПД ступени: по полным параметрам на входе и статическим на выходе, по параметрам заторможенного потока на входе и выходе, КПД на окружности или мощностной КПД — соответственно

$$\begin{aligned} \eta_{ст.ад} &= \frac{h}{h_{ад}} \cong \frac{T_0^* - T_2}{T_0^* - T_{2ад}}, \\ \eta_{ст.ад}^* &= \frac{h^*}{h_{ад}^*} \cong \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2ад}^*}, \\ \eta_u &= \frac{h^*}{h_{ад}} \cong \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2ад}}. \end{aligned}$$

Мощностный КПД характеризует механическую энергию, сообщаемую рабочему колесу. В современных неохлаждаемых турбинах приводных ГТУ $\eta_{ст.ад}^* = 0,86...0,94$, а $\eta_u = 0,8...0,85$.

Важным параметром ступени (как турбины, так и турбокомпрессора) является степень реактивности — отношение располагаемого те-

плоперепада, сработанного в рабочем колесе, к общему располагаемому теплоперепаду ступени:

$$\rho = \frac{H_{\text{ад}}^{\text{рк}}}{H_{\text{ад}}}.$$

К газодинамическим параметрам осевой турбинной ступени относят работу на окружности h_u , коэффициент нагрузки μ , коэффициент расхода \bar{c}_a и характеристический коэффициент x . Под коэффициентом нагрузки понимают отношение работы на окружности колеса h_u к квадрату окружной скорости на соответствующем радиусе $\mu = h_u / u_{\text{ср}}^2$. Он характеризует полезную работу на окружности колеса, которую можно получить при данной окружной скорости. В турбинных ступенях для получения высоких значений внутреннего КПД желательно иметь $\mu = 1,0 \dots 2,2$. Коэффициент расхода $\bar{c}_a = c_a / u_{\text{ср}}$ определяют отдельно для соплового и рабочего венцов $\bar{c}_{1a} = c_{1a} / u_1$ и $\bar{c}_{2a} = c_{2a} / u_2$, но часто используют и средний для ступени. Обычно он составляет $0,5 \text{--} 0,9$, плавно возрастая от первой к последней ступени в отсеке. Он связан с удельной работой ступени, влияет на высоты лопаток, на потери в патрубке за последней ступенью отсека. Характеристический коэффициент $x = u / c_{\text{ад}}$ определяет направление выхода потока за рабочим колесом и достижимую работу в ступени. Под $c_{\text{ад}}$ понимается фиктивная скорость, соответствующая адиабатному теплоперепаду на ступень, т. е. $c_{\text{ад}} = \sqrt{2h_{\text{ад}}}$. В теории турбин показано, что максимальную эффективность ступени можно получить при $x \approx 0,5$. При отклонении x от оптимального значения затруднено использование энергии выходной скорости в следующей ступени, а в последней ступени возрастают потери с выходной скоростью. Из оптимального значения x следует, что теплоперепад, который можно эффективно сработать в одной ступени, зависит от окружной скорости.

2.4.4. Радиальные турбины

В зависимости от направления потока различают радиальные турбины с направлением потока от периферии к центру (центростремительные турбины) и от центра к периферии (центробежные турбины).

Наибольшее распространение получили центростремительные турбины. Они применяются в авиации в различного рода вспомогательных силовых установках, системах кондиционирования воздуха, в надувочных турбокомпрессорах и т. д., в которых расход рабочего тела относительно мал.

Ступень радиальной турбины состоит из соплового аппарата и рабочего колеса. Сопловой аппарат может быть выполнен как лопаточной, так и безлопаточной конструкции. Безлопаточный сопловой аппарат упрощает конструкцию турбины, позволяет использовать рабочее тело с более высокой температурой, уменьшает эрозию лопаток рабочего колеса и снижает уровень шума. Лопаточный сопловой аппарат легко выполнять регулируемым, что дает некоторое конструктивное преимущество относительно осевых ступеней. В рабочем колесе большая часть теплоперепада (до 70 %) срабатывается в результате действия центробежных сил. Рабочие колеса радиальных турбин имеют небольшое число лопаток, что упрощает их производство.

В сравнении с осевой турбиной в ступени радиальной турбины можно срабатывать больший теплоперепад, поскольку при одинаковых напряжениях в рабочем колесе окружные скорости могут быть большими. Обычно степень расширения газа в ступени радиальной турбины составляет 1,5–3,5 при окружной скорости на периферии рабочего колеса до 500 м/с, а максимальное значение мощностного КПД может достигать 0,85–0,90. Эффективность радиальной ступени выше осевой при малых расходах газа (до 2 м³/с). При высоких же расходах рабочего тела радиальные турбины уступают осевым в эффективности. Недостатками радиальных турбин также являются большой диаметр корпуса турбины, трудности ее компоновки в системе двигателя, а также сложность создания многоступенчатых турбин. Поэтому они получили ограниченное распространение.

Принцип действия и основные параметры радиальных турбин схожи с описанными ранее для осевых турбин.

Схема ступени радиальной турбины представлена на рис. 2.23. Из подводящего патрубка 1 рабочее тело поступает в СА 2 и далее в РК 3, которое представляет собой крыльчатку с радиальными лопатками.

В сужающихся каналах СА происходит повышение скорости потока с одновременным снижением его давления и температуры. В межлопаточных каналах РК происходит дальнейшее расширение газа с уменьшением давления и температуры, абсолютная скорость потока при

этом падает вследствие передачи энергии на вращение РК, а относительная скорость увеличивается. Выходные кромки рабочих лопаток загнуты таким образом, чтобы направление вектора абсолютной скорости газа на выходе было близко к осевому (в некотором смысле такие турбины можно называть радиально-осевыми). Окружная скорость на входе в рабочее колесо центростремительной турбины больше, чем на выходе из него, поскольку диаметр рабочего колеса на входе больше среднего диаметра на выходе при равной частоте вращения (так как РК является цельной конструкцией).

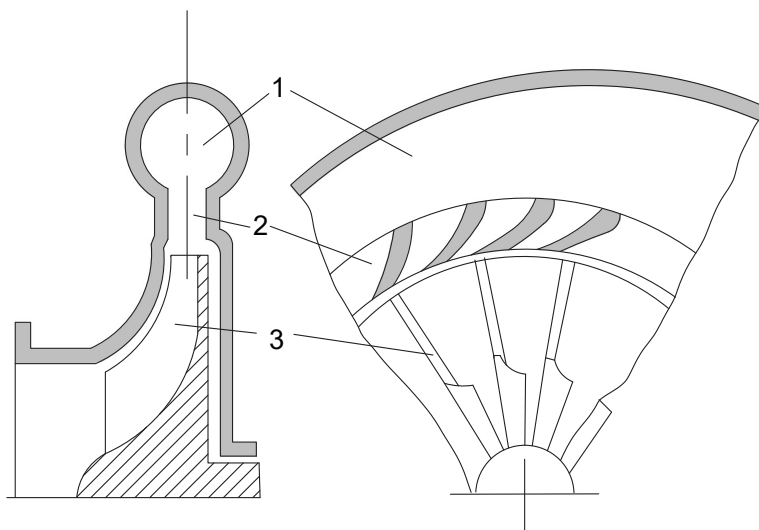


Рис. 2.23. Схема ступени радиальной турбины:

1 — входная камера; 2 — сопловой аппарат (СА); 3 — рабочее колесо (РК)

Относительная скорость газа в каналах РК изменяется не только вследствие расширения, но и под действием сил инерции, которые в центростремительной турбине замедляют скорость перетекания газа в межлопаточных каналах рабочего колеса. Для преодоления тормозящего влияния центробежных сил при движении газа от периферии к центру рабочего колеса центростремительные турбины всегда выполняются реактивными (со средней степенью реактивности $\rho = 0,45 \dots 0,55$). Малые перепады давления газа в рабочем колесе (при малых ρ) могут оказаться недостаточными для преодоления центробежных сил, и тогда относительная скорость газа на выходе может стать равной нулю.

2.4.5. Гидротурбины

В зависимости от принципов преобразования энергии гидротурбины можно разделить на активные (свободнотруйные турбины) и реактивные (турбины с избытком давления). В реактивных гидротурбинах используется главным образом потенциальная энергия потока — по мере протекания жидкости по изогнутым межлопаточным каналам рабочего колеса избыточное давление постоянно уменьшается и расходуется на увеличение относительной скорости, поток изменяет направление. Действие потока на лопасти РК реактивной гидротурбины складывается из реактивного давления, возникающего вследствие возрастания скорости потока и из давления, связанного с поворотом потока. В активных гидротурбинах используется только кинетическая энергия потока. Напор должен быть преобразован в кинетическую энергию до входа в РК, а по мере протекания потока по каналам РК давление не изменяется.

Гидротурбины можно классифицировать по конструкции и параметрам — диапазону напоров H и максимальной мощности $N_{\text{макс}}$. Реактивными турбинами являются:

- поворотно-лопастные ($H = 2 \dots 90$ м, $N_{\text{макс}} = 250$ МВт);
- пропеллерные ($H = 1,5 \dots 80$ м, $N_{\text{макс}} = 150$ МВт);
- диагональные ($H = 30 \dots 200$ м, $N_{\text{макс}} = 700$ МВт);
- радиально-осевые ($H = 30 \dots 650$ м, $N_{\text{макс}} = 700$ МВт).

Активными турбинами являются [20]:

- ковшовые ($H = 300 \dots 1700$ м, $N_{\text{макс}} = 250$ МВт);
- наклонно-струйные ($H = 30 \dots 400$ м, $N_{\text{макс}} = 5$ МВт);
- двукратные ($H = 10 \dots 100$ м, $N_{\text{макс}} = 0,15$ МВт).

На рис. 2.24 и 2.25 представлены схемы рабочих колес поворотно-лопастной, пропеллерной, радиально-осевой, диагональной и ковшовой гидротурбин.

На гидроэлектростанциях (ГЭС) нашли применение различные виды гидротурбин, но в большей степени, в зависимости от напора воды, ковшовые, радиально-осевые и поворотно-лопастные. На высоконапорных ГЭС применяются ковшовые и радиально-осевые гидротурбины с металлическими спиральными камерами. На средненапорных ГЭС эксплуатируются радиально-осевые и поворотно-лопастные турбины. На низконапорных ГЭС устанавливаются поворотно-лопастные турбины в железобетонных камерах. Тип камеры (железные или

железобетонные) определяется рассчитанным напором воды. По принципу действия различные типы гидротурбин схожи и отличаются в основном по техническим характеристикам.

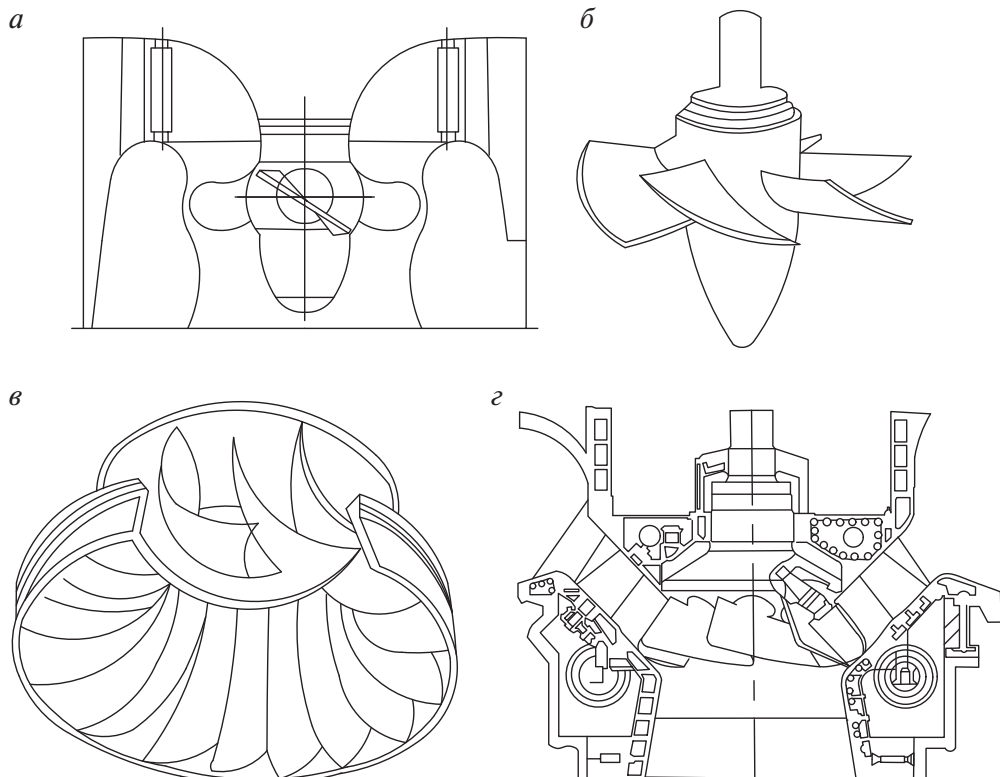


Рис. 2.24. Рабочие колеса поворотно-лопастной (а), пропеллерной (б), радиально-осевой (в) и диагональной (г) гидротурбин

Рассмотрим работу гидротурбины на приме поворотно-лопастной турбины с вертикальным валом (рис. 2.24, а), их иногда называют турбинами Каплана. Они эксплуатируются, когда вода хранится в большом резервуаре (может быть обеспечен большой расход воды) и при относительно небольшой высоте. Вода из водохранилища поступает в турбинную камеру, которая служит для подвода воды к рабочему колесу гидротурбины с возможно минимальными гидравлическими потерями. Камера выполняется спиральной улиточной, что позволяет обеспечить равномерный (по расходу и скорости вокруг оси турбины) подвод жидкости. Проходя через направляющий аппарат, установленный в статоре турбины (который выполняет функцию несущей

конструкции), поток равномерно (без завихрений) под определенным углом попадает на рабочее колесо и совершает работу (вращение вала). Вал турбины предназначен для передачи крутящего момента от рабочего колеса турбины к ротору генератора. Для обеспечения надежной работы его изготавливают из высококачественной стали. В валах турбины и генератора выполнено осевое отверстие, в котором помещены трубопроводы для подачи масла в сервомотор рабочего колеса, предназначенный для поворота лопастей РК в процессе эксплуатации поворотно-лопастной гидротурбины. Изменяя положение лопастей РК, сохраняют высокое значение КПД турбины при различном расходе воды за счет сохранения оптимального угла атаки лопастей. При увеличении расхода воды осевая составляющая абсолютной скорости потока растет, что при неизменной окружной скорости приведет к увеличению относительной составляющей скорости потока и изменению ее направления (поток изменит направление на близкое к осевому). Для обеспечения оптимальных углов атаки и минимальных потерь лопасти РК также следует повернуть в сторону осевого положения (раскрыть) и наоборот при снижении расхода. Количество лопастей может быть от 4 до 8 в зависимости от величины напора жидкости. После РК вода поступает в отсасывающую трубу и уходит в водное пространство за плотиной. Статор турбины и вертикальный вал передают нагрузки на фундамент установки от веса неподвижных и вращающихся частей турбины и генератора, осевого давления воды на рабочем колесе турбины и веса бетонного перекрытия. Согласование режима работы турбины с внешней нагрузкой (регулирование турбины) производится путем изменения расхода жидкости, для чего лопасти направляющего аппарата выполняются поворотными.

Пропеллерная гидротурбина (рис. 2.24, б) отличается от поворотно-лопастной только конструкцией рабочего колеса и механизмов его обслуживания. Данные типы гидротурбины применяют при одинаковых напорах воды. Лопасти рабочего колеса пропеллерной турбины соединяются с втулкой жестко. Поэтому основным их недостатком является то, что отклонение нагрузки от расчетной приводит к резкому снижению КПД турбины из-за нерасчетных режимов обтекания лопастей, сопровождающихся большими потерями. Вследствие этого такие гидротурбины нашли применение в тех случаях, когда не происходит значительных колебаний нагрузки. Пропеллерные турбины в сравнении с поворотно-лопастной более просты в конструкции, меньше ве-

сят и дешевле. Они устанавливаются преимущественно на ГЭС малой мощности. Также пропеллерные турбины применяются на ГЭС большой мощности со значительным количеством агрегатов, где они работают с постоянной мощностью, а поворотно-лопастные — с переменной.

Широкое применение на ГЭС нашли радиально-осевые гидротурбины (рис. 2.24, в), называемые также турбинами Френсиса. Вода к турбине подводится по спиральной турбинной камере круглого сечения, после чего проходит через статор и направляющий аппарат и поступает к лопастям рабочего колеса (от 14 до 22 лопастей), которые имеют сложную поверхность двоякой кривизны. Вода поступает к лопастям РК в радиальном направлении, а выходит из РК в осевом. Поскольку лопасти рабочего колеса не могут поворачиваться, КПД радиально-осевой турбины при отклонении режима ее работы от оптимального снижается больше, чем у поворотно-лопастной турбины. При высоких напорах и скоростях течения воды поверхности рабочих колес интенсивно изнашиваются, поэтому их изготавливают из углеродистой стали повышенной прочности или из нержавеющей стали. Радиально-осевые гидротурбины могут использоваться в различных условиях и позволяют вырабатывать относительно большие мощности.

Диагональные поворотно-лопастные гидротурбины (рис. 2.24, г) являются неким промежуточным типом между радиально-осевыми и поворотно-лопастными турбинами. Они применяются при относительно больших напорах воды (до 200 м). В таких турбинах сочетаются положительные качества поворотно-лопастных турбин, сохраняющих высокий КПД в широком диапазоне режимов эксплуатации, с хорошими кавитационными характеристиками радиально-осевых турбин. Их характерной особенностью является наклонное к оси турбины расположение поворотных лопастей РК, вследствие чего проточный тракт турбины получается спрямленным и поток за рабочим колесом сливается плавно, не образуя под коротким обтекателем зоны с водоворотом и обратными скоростями. Угол наклона осей поворотных лопастей рабочего колеса к оси турбины у диагональных турбин может быть:

- 60° (быстроходная турбина для напоров 30–60 м);
- 45° (турбина средней быстроходности для напоров 60–120 м);
- 30° (тихоходная турбина для напоров 120–200 м).

За счет своей конструкции при одинаковых напорах и диаметрах диагональная турбина пропускает большой расход и, следовательно, развивает большую мощность.

Среди гидротурбин активного типа наибольшее распространение получили ковшовые турбины, также называемые турбинами Пелтона. Наклонно-струйные и двукратные турбины применяются редко и только для малых мощностей.

На рис. 2.25 приведена схема горизонтальной ковшовой турбины. Ковшовые турбины используются, когда имеется небольшой источник воды (малые расходы) при большой высоте (большие напоры). Поток от источника воды подводится к турбине по напорному трубопроводу, на конце которого расположено сопло, предназначенное для повышения скорости потока. Расход воды регулируется с помощью выдвижной иглы, расположенной в сопле. Из сопла струя воды с большой скоростью попадает на лопасти (ковши) рабочего колеса, которое вращается на горизонтальном валу, соединяющем его с генератором. На один горизонтальный вал может быть насажено несколько колес (до 3). Ковш имеет вид двух спаренных полуэллипсоидальных поверхностей, образующих в месте соприкосновения общее лезвие. Струя воды круглого сечения, вылетающая из сопла, рассекается этим лезвием пополам, и обе половины растекаются в разные стороны, передавая энергию (кинетическую) рабочему колесу, приводя его во вращение. Важным параметром для ковшовых турбин является количество ковшей (от 14 до 60). Их недостаточное количество приведет к потере части энергии водяной струи. Из ковша вода сходит с небольшой абсолютной скоростью и попадает в отводящий канал. Наибольший отбор мощности происходит при скорости вращения лопастей, равной половине скорости потока струи.

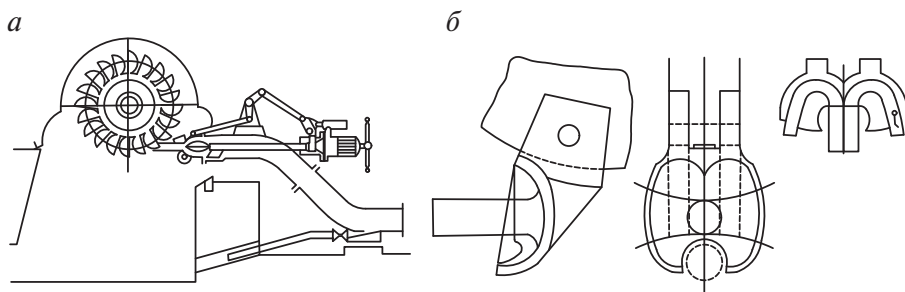


Рис. 2.25. Схема устройства горизонтальной ковшовой турбины (а) и схема ковша (б)

Лопасты гидротурбин испытывают совместное действие нагрузки от центробежных сил собственной массы и потока воды, они постоянно находятся в коррозионной среде и подвергаются кавитационно-

му износу. Для изготовления лопастей небольших турбин применяют высокопрочную и устойчивую против кавитации углеродистую сталь, а для лопастей крупных турбин — высокохромистую сталь. Также могут изготавливать биметаллические лопасти, отлитые из углеродистой стали и облицованные листами нержавеющей стали.

2.4.6. Ветротурбины

Современные ветроэлектрические установки (ВЭУ) — это энергетические машины, преобразующие энергию ветра в механическую энергию вращающегося ветроколеса, а затем в электрическую энергию. В перспективных для применения ВЭУ регионах среднегодовая скорость ветра должна быть 4–6 м/с и более. Однако ветроколеса по причинам прочности эксплуатировать при скорости выше 25–30 м/с не рекомендуется. Для предотвращения их разрушения могут осуществлять поворот ветроколеса или его лопастей в нерабочее состояние.

Широко применяются две основные конструкции ветроагрегатов: горизонтально-осевые (рис. 2.26, а) и вертикально-осевые ветродвигатели (рис. 2.26, б). Обе конструкции имеют примерно равный КПД, но наибольшее распространение получили горизонтально-осевые ветроагрегаты. Мощность ВЭУ может быть от сотен ватт до нескольких мегаватт (одна из самых крупных ветроустановок имеет мощность порядка 7 МВт).

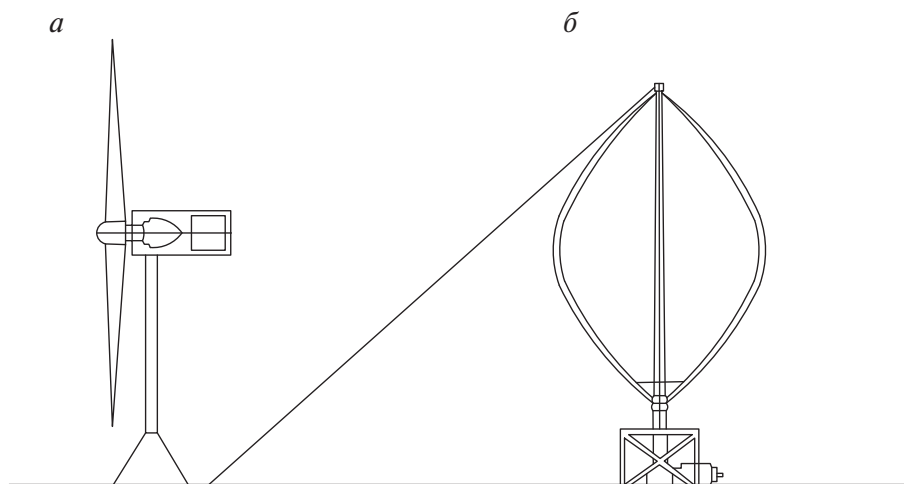


Рис. 2.26. Ветроустановки горизонтального (а) и вертикального типов (б)

Основными компонентами ВЭУ являются ветроколесо (ротор), преобразующее энергию набегающего ветрового потока в механическую энергию вращения оси турбины, мультипликатор, повышающий частоту вращения вала ветроколеса и обеспечивающий согласование с частотой генератора, непосредственно генератор и башня, на которой установлено ветроколесо.

Диаметр ветроколеса колеблется от нескольких метров до нескольких десятков метров. Частота вращения ротора составляет от 15 до 100 об/мин. Обычно для соединенных с сетью ВЭУ частота вращения ветроколеса постоянна. Для автономных систем с выпрямителем и инвертором частота вращения может быть переменная. Для ВЭУ малой мощности со специальными генераторами на постоянных магнитах мультипликаторы могут не применяться. У ВЭУ большой мощности высота башни достигает 75 м. Как правило, они представляют собой цилиндрические мачты, но также применяются и решетчатые башни. Для предотвращения падения установки при сильном ветре башни устанавливаются на усиленное основание. Минимальная высота башни в общем случае определяется высотой наивысшего препятствия и радиусом ветроколеса. Расстояние между ветроколесом и препятствием желательно применять не менее 1,5–2 м. При прочих равных условиях стремятся снизить вес ВЭУ, что обусловлено стремлением снизить стоимость установки, сократить затраты на транспортировку, повысить прочностные характеристики, безопасность и долговечность конструкции.

Основными факторами, определяющими эффективность ВЭУ, являются плотность воздуха, сила и направление ветра, диаметр ветроколеса и его положение относительно ветрового потока.

Мощность ветрового потока вычисляется по следующей формуле:

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho A V^3,$$

где P_0 — мощность ветрового потока, Вт; ρ — плотность воздуха (1,225 кг/м³ при нормальных условиях); A — поперечная площадь сечения ветрового потока, м²; V — скорость ветра, м/с.

Современные ВЭУ способны преобразовывать только около 25 % полной мощности воздушного потока в полезную мощность.

Для определения тяги и мощности ВЭУ используется модель Бетца, описывающая контрольный объем воздуха, границами которо-

го являются стенки трубы с установленной в ней ветряной турбиной (рис. 2.27). При этом используют ряд допущений: однородный, несжимаемый и устойчивый поток; отсутствие трения; бесконечное количество лопастей; равномерная тяга; невращающийся след за турбиной; статическое давление на входе и выходе из трубы равно давлению окружающей среды.



Рис. 2.27. Модель ветряной турбины в трубе:

u — средняя скорость воздуха

Тяга T , которую ветер создает на диске ветротурбины:

$$T = \frac{1}{2} \rho A (U_1^2 - U_4^2).$$

Выходная мощность P , которую турбина может извлечь из ветра, равна силе тяги, умноженной на скорость перед турбиной:

$$P = \frac{1}{2} \rho A (U_1^2 - U_4^2) U_2.$$

Одним из главных параметров, характеризующих эффективность ветряной турбины, является коэффициент мощности

$$C_p = \frac{P}{P_0},$$

который определяет среднюю выработку электроэнергии на конкретной установке. Для современных ВЭУ при различных условиях эксплуатации он находится в диапазоне 0,18–0,48. Теоретически максимально возможное значение коэффициента использования энергии ветра равно 0,593 (согласно классической теории).

Одними из основных элементов конструкции ВЭУ, определяющих эффективность преобразования энергии ветра, являются лопасти ветротурбины. Мощность ветроколеса при прочих равных условиях мало зависит от числа лопастей; основное влияние на мощность оказывают диаметр колеса, профиль лопастей, правильный выбор углов заклине-ния. При увеличении числа лопастей прирост в мощности и эффек-тивности становится незначительным, а стоимость установки суще-ственно возрастает. Поэтому наибольшее распространение получили трехлопастные ветротурбины [21].

Контрольные вопросы к главе 2

1. Назовите примеры лопаточных машин и определите, какие из них относятся к машинам-двигателям, а какие к машинам-исполнителям.
2. Опишите основные уравнения теории лопаточных машин.
3. Опишите принцип преобразования параметров в каналах кон-фузорной и диффузорной форм.
4. Почему течение в каналах диффузорной формы неустойчивое?
5. Назовите типы компрессоров и области их применения.
6. Опишите принцип действия ступени осевого компрессора.
7. Опишите принцип действия ступени центробежного компрессора.
8. Что такое помпаж компрессора?
9. Опишите принципиальную схему насосной установки.
10. Сравните особенности работы осевых и центробежных насосов.
11. Опишите работу насосов по последовательной и параллельной схеме подключения к сети.
12. Что такое кавитация?
13. Опишите принцип действия ступени осевой турбины.
14. Назовите особенности эксплуатации паровых турбин.
15. Назовите особенности эксплуатации газовых турбин.
16. Назовите область применения радиальных турбин.
17. Назовите основные типы гидротурбин.
18. Назовите области применения гидротурбин различных типов.
19. Опишите конструкцию ветроустановок разных типов.
20. Назовите основные факторы, влияющие на эффективность ра-боты ветроустановки.

3. Энергетические установки в топливно-энергетической промышленности

3.1. Паротурбинные установки

Паротурбинные установки (ПТУ) нашли применение в энергетике и транспорте. Особенно широко они применяются для выработки электрической и тепловой энергии на тепловых (пар генерируется за счет тепла, выделяющегося при сгорании органического топлива) и атомных (пар генерируется за счет энергии, выделяющейся при ядерном распаде) электростанциях. Паротурбинная установка состоит из турбоагрегата (собственно турбина) и вспомогательных систем — конденсатора, регенеративной установки, деаэратора, питательной установки, системы циркуляционного и технического водоснабжения и др.

Схема и теоретический цикл в T - S координатах простейшей ПТУ представлены на рис. 3.1. Котельная установка I включает в себя водяной экономайзер (ВЭ), парообразующие поверхности котла (ПГ), пароперегреватель (ПП). Пар из котельной установки поступает в турбину, где его тепловая энергия в процессе расширения в проточной части преобразуется в механическую энергию вращения ротора. ПТУ II включает в себя паровую турбину (Т), конденсатор (К), циркуляционный насос (ЦН) и питательный насос (ПН). Паровая турбина является приводом электрического генератора (ЭГ). Пар, отработавший в турбине, поступает в конденсатор, охлаждаемый водой, которая подается ЦН, конденсируется. Образующийся конденсат подается с помощью ПН обратно в котельную установку I. ПТУ реализует тепловой цикл Ренкина [22].

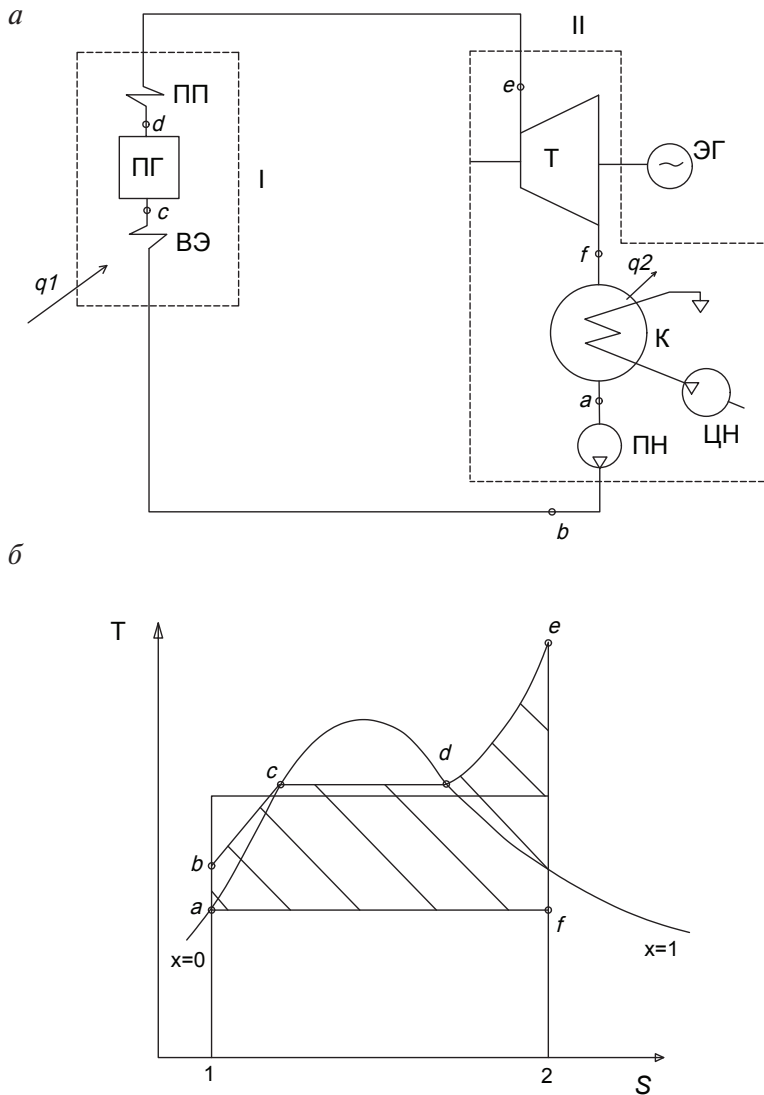


Рис. 3.1. Схема (а) и теоретический цикл (б) ПТУ:

I — котельная установка; II — паротурбинная установка; Т — турбина; ЭГ — электрический генератор; К — конденсатор; ЦН — циркуляционный насос; ПН — питательный насос; ВЭ — водяной экономайзер; ПГ — парогенератор; ПП — пароперегреватель; q_1 и q_2 — подведенное и отведенное тепло в цикле соответственно; процесс $a-b$ — адиабатическое (изоэнтропийное) сжатие питательной воды (конденсата) питательным насосом; процесс $b-c$ — нагрев питательной воды в ВЭ до температуры кипения, соответствующей давлению воды в точке b (процесс изобарный); процесс $c-d$ — испарение питательной воды в ПГ (процесс изобарно-изотермический); процесс $d-e$ — перегрев пара в ПП (процесс изобарный); процесс $e-f$ — адиабатическое (изоэнтропийное) расширение пара в турбине; процесс $f-a$ — конденсация в К отработавшего пара (процесс изобарно-изотермический)

Для повышения эффективности работы ПТУ применяются установки с более сложными схемами. Наиболее перспективными путями совершенствования ПТУ является повышение начальных параметров свежего пара, снижение конечного давления пара, применение промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева питательной воды, реализация комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, а также использование ПТУ в схемах парогазовых установок.

Рассмотрим описание принципиальной тепловой схемы ПТУ (рис. 3.2). Паровая турбина, входящая в состав ПТУ, состоит из трех цилиндров: цилиндра высокого давления (ЦВД), цилиндра среднего давления (ЦСД) и двухпоточного цилиндра низкого давления (ЦНД). Свежий пар с параметрами P_o , t_o , h_o подводится из котла к ЦВД. Расход свежего пара на турбину равен G_o . Пройдя проточную часть ЦВД, расширившись в ней и совершив работу, пар с параметрами $P_2^{\text{ЦВД}}$ и $t_2^{\text{ЦВД}}$ поступает в промежуточный пароперегреватель (ПП) котла, в котором к нему подводится дополнительное количество теплоты и осуществляется повышение его температуры до величины $t_{\text{пп}}$. После промперегревателя (ПП) пар с параметрами $P_{\text{пп}}$, $t_{\text{пп}}$ и $h_{\text{пп}}$ подводится в ЦСД. Пройдя проточную часть этого цилиндра, он попадает (по перепускным трубопроводам — ресиверам) в двухпоточный ЦНД. Из ЦНД отработавший пар поступает в конденсатор (К). В конденсаторе пар отдает часть своей энергии (скрытую теплоту парообразования) охлаждающей циркуляционной воде, вследствие чего происходит его конденсация, т. е. изменение фазового состояния — переход в воду (конденсат). Конденсат из К откачивается конденсатными насосами первой ступени (КН-1), который прокачивает его через охладители эжекторов (ОЭ) и охладитель пара из уплотнений (ОУ).

В схеме используется пароструйный основной эжектор (ОЭ), назначение которого — отсос воздуха, поступающего в конденсатор через неплотности вакуумной системы. В качестве рабочего тела для ОЭ используют сухой насыщенный пар с энтальпией h'' (P_d), отбираемый из деаэратора. Паровоздушная смесь из эжектора подается в теплообменник ОЭ, который охлаждается конденсатом после конденсатора. При этом пар из смеси конденсируется, а образующийся конденсат (дренаж) из ОЭ направляется в конденсатор. Вторым элементом, через который проходит конденсат, является сальниковый подогреватель — охладитель пара уплотнений (ОУ). В него поступает пар из протечек концевых уплотнений турбины.

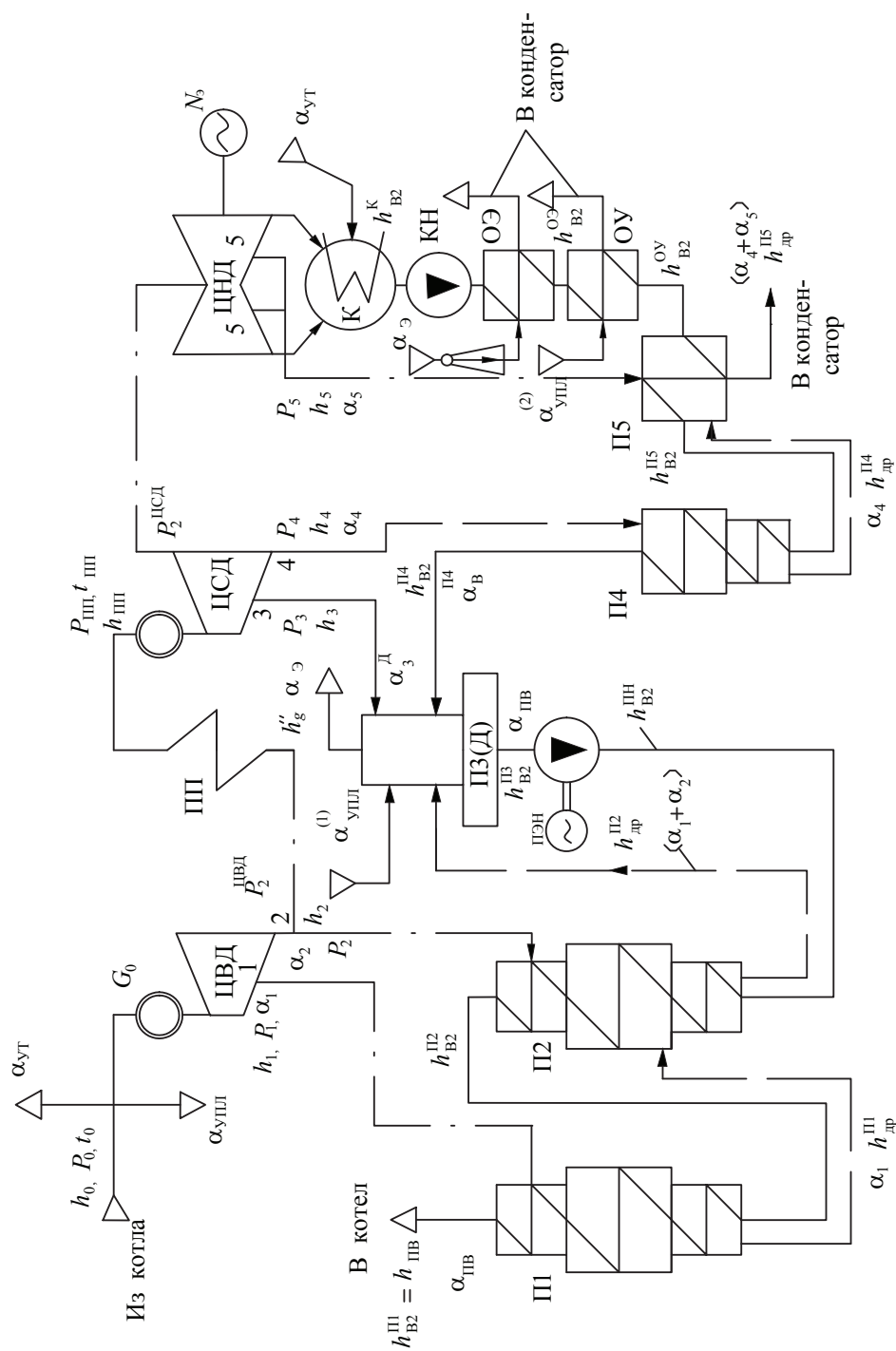


Рис. 3.2. Принципиальная тепловая схема ПТУ

Турбина имеет пять (нерегулируемых) регенеративных отборов пара: два из ЦВД, два из ЦСД и один из ЦНД. Первые две ступени (П1 и П2) поверхностного типа, третья ступень П3 — деаэратор (Д), четвертая и пятая ступени (П4 и П5 соответственно) — также подогреватели поверхностного типа.

Конденсат из конденсатора с помощью КН подается в два подогревателя поверхностного типа П4 и П5. Данные подогреватели называются подогревателями низкого давления (ПНД) — по давлению проходящей через них воды. По этому же принципу подогреватели П1 и П2 называют подогревателями высокого давления (ПВД). Подогреватели П4 и П5 питаются паром из четвертого и пятого отборов турбины соответственно. Конденсат греющего пара (дренаж), образовавшийся в П4, сбрасывается в П5, где частично участвует в нагреве воды, так как имеет температуру более высокую, чем температура насыщения при давлении в П5. Из П5 удаляется дренаж, расход которого равен сумме расхода греющего пара П5 и дренажа, поступающего из П4.

Из П4 вода подается в деаэратор (Д). Деаэратор выполняет функции подогревателя смешивающего типа (ПЗ). Вторая его функция — деаэрация питательной воды, т. е. удаление из нее агрессивных (или коррозионно-опасных) газов кислорода, углекислого газа. Данные газы, растворенные в воде, опасны, так как вызывают коррозию поверхностей трубок, трубопроводов, поверхностей нагрева котла (название деаэратор переводится буквально как удалитель воздуха). Для деаэрации питательной воды необходимо, чтобы она была нагрета до кипения и пространство над (или вокруг) водой было заполнено насыщенным паром. Тогда растворенный в воде газ (из-за разности концентраций в воде и в паре) переходит в пар и удаляется. Для нагрева воды в деаэраторе используется пар третьего отбора турбины. В деаэратор подается также горячий поток дренажа (конденсата) греющего пара из подогревателя П2. Кроме того, в деаэраторе роль греющего пара частично выполняет пар протечек из уплотнения. Из деаэратора отводится сухой насыщенный пар (с энтальпией h'' (P_d) и расходом), который используется в качестве рабочего пара эжекторов.

Вода из деаэратора поступает в питательный насос (ПН), в котором ее давление повышается до величины, обеспечивающей заданное давление свежего пара на выходе из котла. Для привода ПН используется электропривод (ПЭН). Питательная вода после ПН проходит че-

рез два подогревателя поверхностного типа П1 и П2. Подогреватели П1 и П2 питаются паром из первого и второго отборов турбины соответственно. Конденсат греющего пара (дренаж), образовавшийся в П1, сбрасывается в П2, в котором частично участвует в нагреве воды, так как имеет температуру более высокую, чем температура насыщения при давлении в П2. Из П2 удаляется дренаж, расход которого равен сумме расхода греющего пара П2 и дренажа, поступающего из П1.

В подогревателях поверхностного типа вода не может быть нагрета до температуры насыщения, так как необходим температурный напор для передачи теплоты через металлическую стенку трубки. Для снижения недогрева в случае, если греющий пар из отбора сильно перегрет, устанавливают пароохладители (ПО). В ПО вода дополнительно нагревается, что снижает ее недогрев. Кроме того, ПВД, П1 и П2 оборудованы встроенными охладителями дренажа (ОД). За счет частичного использования теплоты дренажа вода нагревается, что уменьшает необходимый для ее нагрева расход пара из отбора. Пройдя П2 и П1, питательная вода поступает в котел.

Восполнение потерь рабочего тела в схеме энергоблока осуществляется путем подпитки чистой водой, которая подводится в конденсатор.

3.2. Установки, работающие по органическому циклу Ренкина

Кроме классической паротурбинной технологии, в соответствии с которой применяются паровые котлы, паровые турбины и вспомогательное оборудование для получения пара и его конденсации, имеются технологии, которые не используют воду в качестве теплоносителя, а применяются низкикипящие рабочие тела (НРТ) в технологии ORC — Organic Rankine Cycle (ОЦР — органический цикл Ренкина).

НРТ — это различные органические и синтетические вещества, температура кипения которых значительно ниже 100 °С (температуры кипения воды). Одним из распространенных НРТ является органическая жидкость — пентан C_5H_{12} . До температуры +36 °С (при атмосферном давлении) пентан находится в жидком состоянии, а после +36 °С переходит в газообразное состояние. Примерами других низкикипящих рабочих тел могут быть углеводороды (бутан, пропан), хла-

доны (R11, R12, R114, R123, R245+a), аммиак, толуол, дифенил, силиконовое масло, а также CO_2 при высоком давлении и др.

Применение органических рабочих тел обусловлено некоторыми преимуществами по сравнению с водяным паром, а именно: отсутствие вакуума в установке, меньшие габариты и более высокие значения КПД турбомашин, возможность использования прямоточного котла, упрощающего энергетическую установку, отсутствие коррозии элементов установки и эрозии лопаток турбины, более низкая температура замерзания.

Органический цикл Ренкина является хорошо известной и широко распространенной формой производства энергии, в основном из биомассы или геотермального происхождения. Такие установки могут использоваться для утилизации бросовой теплоты на различных промышленных и энергетических объектах, как автономные источники электропитания загородных домов, небольших поселков, удаленных от электросетей промышленных объектов, а также как вспомогательные источники электроэнергии для автономных объектов.

ORC-установки могут быть простого типа (одноконтурные схемы) и комбинированного (двухконтурные, трехконтурные схемы). Установка простого типа (одноконтурная) в отличие от комбинированного типа дешевле и проще в эксплуатации. Однако при применении органических рабочих тел с точки зрения обеспечения пожаробезопасности комбинированные предпочтительнее. В качестве теплоносителя промежуточного контура используют различные термические масла, которые более устойчивы к высоким температурам.

Типовая схема электростанции (системы утилизации тепла ГТУ) на основе органического цикла Ренкина представлена на рис. 3.3. Основные ее части — это термомасляный утилизационный котел, турбодетандер с электрогенератором и различные теплообменные блоки (испаритель, подогреватель, рекуператор и воздушный конденсатор).

Выхлопные газы от ГТУ через байпасный шибер поступают в термомасляный котел-утилизатор. Наличие шибера позволяет не останавливать работу газовой турбины в случае необходимости остановки системы утилизации. В первичном контуре системы применяется термическое масло. На выходе из котла масло поступает в общий напорный коллектор. Далее по ходу теплоносителя вторичного контура в подогревателе и испарителе, а затем в пароперегревателе нагретое масло передает тепло органическому рабочему веществу.

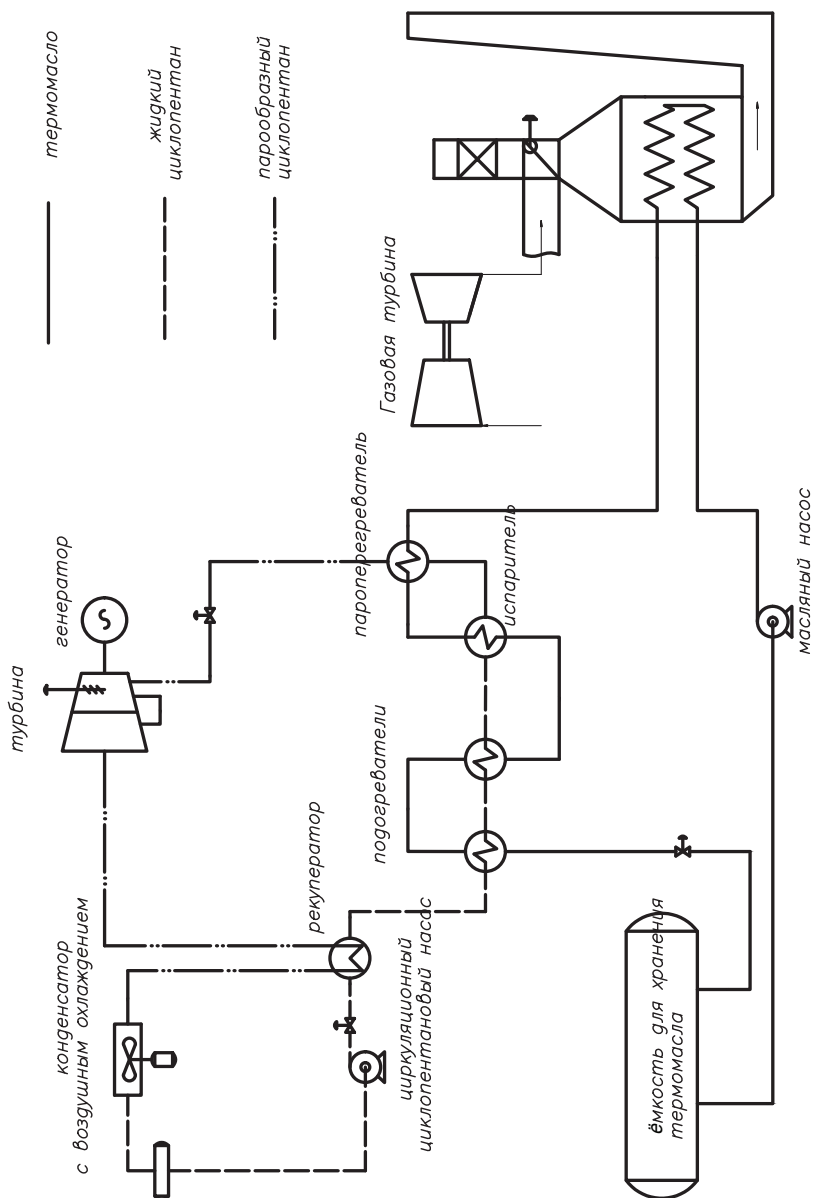


Рис. 3.3. Принципиальная схема ORC-установки

Здесь происходит процесс парообразования — из жидкого состояния органическая жидкость переходит в газообразное и по трубопроводу направляется в турбодетандер. Расширяющийся газ в турбодетандере вращает ротор генератора, который вырабатывает электроэнергию. Отработавший после турбины органический пар поступает в рекуператор, где отдает часть теплоты НРТ в жидком состоянии перед подогревателями. Далее отработавший пар поступает в воздушный конденсатор, в котором происходит переход НРТ в жидкое состояние. После конденсатора рабочее вещество циркуляционным насосом направляется в рекуператор, подогреватели и испаритель с пароперегревателем. За пароперегревателем органическое рабочее тело снова направляется в турбину и так далее по циклу. Для подачи термического масла в масляный котел используется насос промежуточного контура (обычно один рабочий, один резервный).

В случае с использованием в основном контуре CO_2 на сверхкритических параметрах промежуточный термомасляный контур не требуется — CO_2 напрямую подается в котел.

3.3. Газотурбинные установки

Газотурбинные установки получили широкое распространение во многих отраслях промышленности: энергетике (выработка электроэнергии и теплоты), на транспорте (авиация и судовой транспорт), в технологических отраслях (химическая, нефтегазовая). Исторически в нашей стране наибольшее распространение ГТУ получили при использовании в качестве привода на дожимных и линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов предприятий Группы компаний ПАО «Газпром», а сегодня и у независимых поставщиков природного газа. С начала 2000-х годов в связи с развитием электроэнергетических мощностей в России введено в эксплуатацию большое количество энергетических ГТУ большой мощности в составе парогазовых установок (ПГУ) тепловых электрических станций. Кроме того, широкое распространение получили энергетические ГТУ малой мощности, которые используются в качестве электростанций собственных нужд в нефтегазовой, химической, металлургической и других отраслях промышленности, а также в качестве пиковых установок в элек-

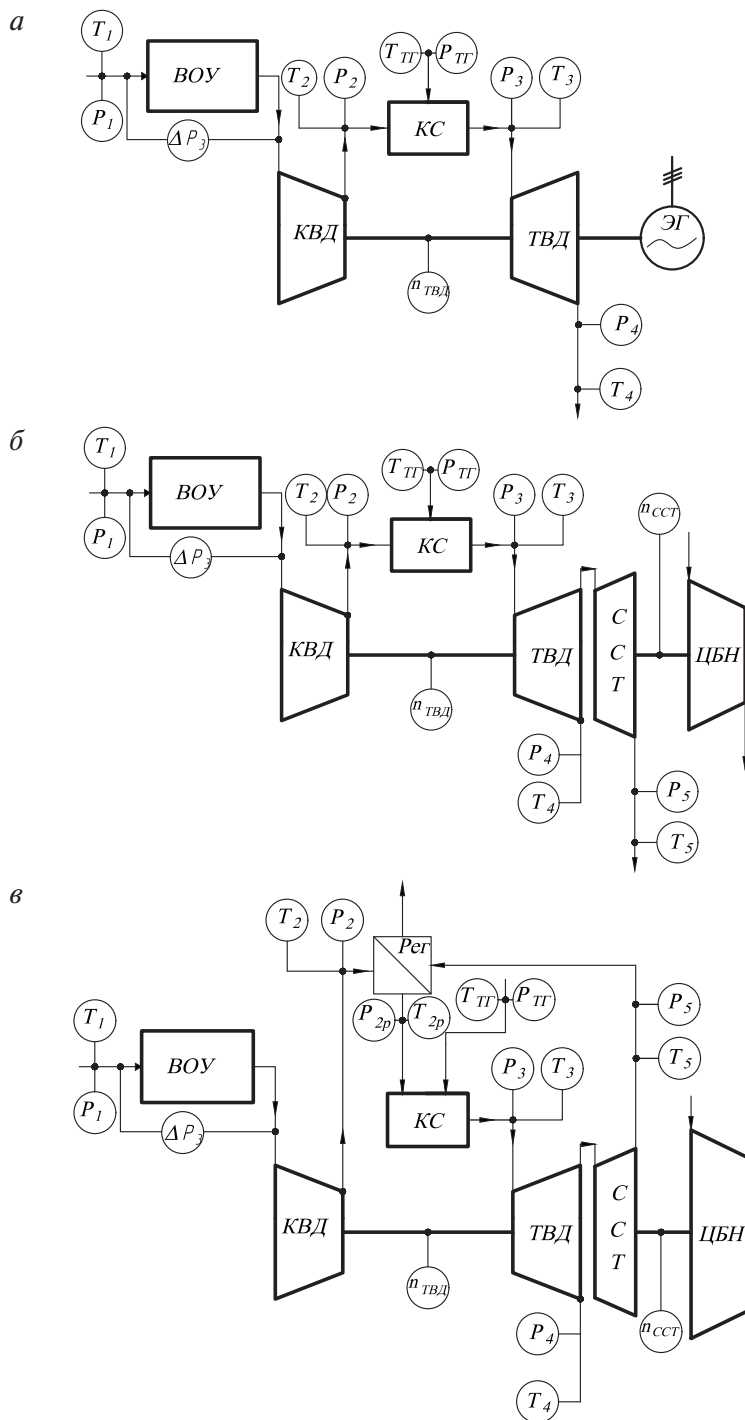
троэнергетическом секторе. Количество ГТУ различных типов стационарного применения, находящихся в эксплуатации в нашей стране, составляет более 5 000 единиц и с каждым годом возрастает [23].

Рабочим телом ГТУ является окружающий атмосферный воздух, который засасывается в осевой компрессор, в котором осуществляется его сжатие. После ОК сжатый воздух поступает в камеру сгорания, в которой происходит его смешение с топливом и горение. В стационарных ГТУ преимущественно используется углеводородное топливо (природные газы и легкие дистилляты). После камеры сгорания газы поступают в турбину (последовательно в несколько отсеков турбин), в которой, расширяясь, отдают свою энергию на вращение валов турбин, к которым непосредственно присоединена нагрузка. После турбины отработавшие продукты сгорания выбрасываются в атмосферу.

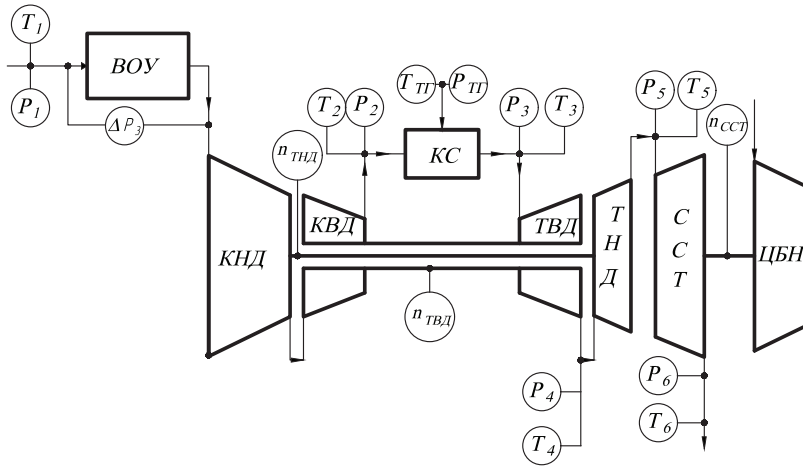
В качестве энергетических ГТУ большой мощности наибольшее распространение получили одновальные (блокированные) и двухвальные схемы простого и сложного (в основном в составе ПГУ) циклов. В газовой промышленности для привода центробежных компрессоров природного газа получили большое распространение стационарные ГТУ со свободной силовой турбиной, выполняемые по простому или регенеративному открытому циклу, и конвертированные авиационные и судовые газотурбинные двигатели (ГТД) простого открытого цикла. Принципиальные схемы таких ГТУ и ГТД представлены на рис. 3.4.

Особенностью одновальных энергетических ГТУ (рис. 3.4, *а*) является целесообразность их проектирования на частоту вращения приводимого электрогенератора для исключения необходимости применения редуктора или мультипликатора. Например, для ГТУ средней (30–100 МВт) и большой (свыше 100 МВт) мощности, эксплуатирующихся на электростанциях с выработкой электроэнергии с частотой сети 50 Гц, необходимо обеспечивать частоту вращения ротора 3000 об/мин.

Общей особенностью многовальных ГТУ (рис. 3.4, *б–д*), применяемых для привода центробежных газовых компрессоров, насосов, электрогенераторов и других механизмов, является наличие свободной силовой турбины (СТ/ССТ), имеющей только газодинамическую связь с газогенератором (турбокомпрессором) ГТУ. В этом случае выбор частоты вращения ротора СТ также определяется требованиями приводимого агрегата.



2



д

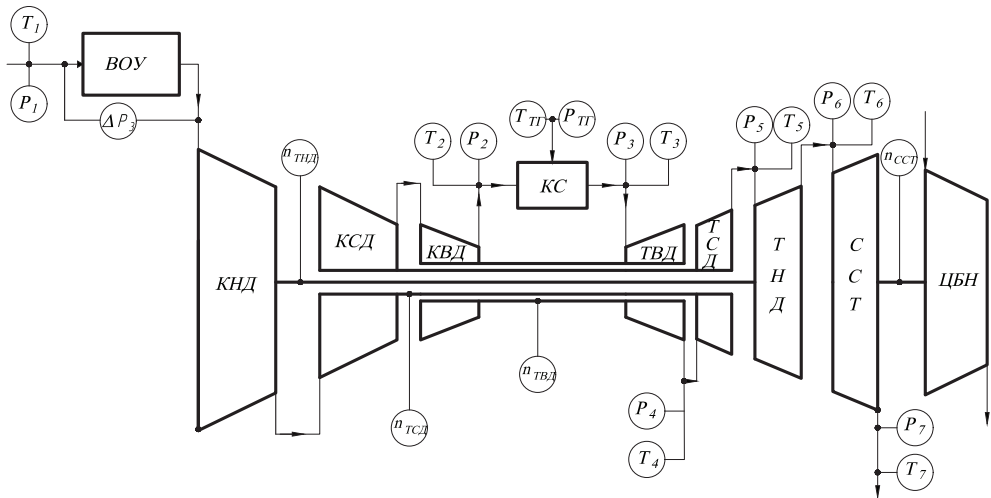


Рис. 3.4. Принципиальные схемы распространенных типов ГТУ:

а — однокомпрессорная одновальная ГТУ простого открытого цикла; *б* — однокомпрессорная двухвальная ГТУ простого открытого цикла; *в* — однокомпрессорная двухвальная ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов; *г* — двухкомпрессорная трехвальная ГТУ простого открытого цикла; *д* — трехкомпрессорная четырехвальная ГТУ простого открытого цикла

Из рассматриваемых схем одна иллюстрирует сложный цикл ГТУ — с регенерацией теплоты уходящих газов (рис. 3.4, *в*). По такой схеме выполняют приводные ГТУ только стационарного типа, в которых повышение экономичности достигается за счет возврата части тепловой энергии в цикл ГТУ при невысокой степени повышения давления в осевом компрессоре, когда температура воздуха за ним значительно ниже температуры уходящих газов. Согласно классификации теплообменных аппаратов используемый тип подогревателя является рекуперативным теплообменником (рекуператором), а, следовательно, схему следует называть рекуперативной. Однако в научно-технической литературе установилось понятие именно регенеративного цикла и регенеративного теплообменника (регенератора) соответственно. Цикл такой ГТУ в T - S диаграмме представлен на рис. 3.5, *а*. Цикл двухкомпрессорной ГТУ без регенерации (рис. 3.4, *г*) изображен на рис. 3.5, *б*.

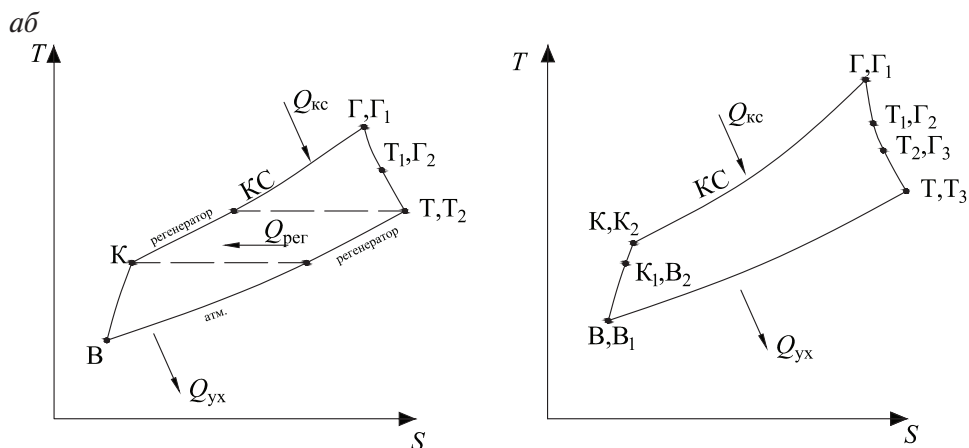


Рис. 3.5. Циклы однокомпрессорной регенеративной (*а*) и двухкомпрессорной нерегенеративной (*б*) ГТУ в T - S диаграмме:

B — параметры воздуха на входе в ОК; K — параметры воздуха на выходе из ОК; $КС$ — параметры рабочего тела в камере сгорания; Γ — параметры продуктов сгорания перед турбиной; T — параметры продуктов сгорания за турбиной; Q_{per} — параметры в регенераторе; $Q_{\text{кв}}$, Q_{yx} — количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в $КС$, и количество теплоты уходящих газов соответственно

Другие схемы сложных циклов ГТУ не нашли такого широкого применения. К ним можно отнести схемы с промежуточным охлаждением воздуха в осевом компрессоре (например, ГТУ LMS100 фирмы General Electric), с промежуточным подогревом продуктов сгорания в газовой турбине (например, ГТУ GT26 фирмы Alstom) и др.

Как отмечалось ранее, основным направлением повышения эффективности ГТУ является обеспечение роста начальных параметров цикла (температуры и давления).

В процессе эксплуатации ГТУ особое внимание уделяется атмосферным условиям, чистоте засасываемого воздуха, отсутствию обледенения на всасе, переходным и переменным режимам работы, диапазону устойчивой работы осевого компрессора, равномерности температурного поля за камерой сгорания, вибрационному состоянию элементов, количествам пусков и остановов ГТУ и т. д.

Под переменными режимами понимают установившиеся режимы, отличающиеся от номинального полезной мощностью, температурой воздуха, частотами вращения роторов и др. Неустановившимися, или переходными, называют такие режимы, которые изменяются в течение нескольких минут, секунд или долей секунд.

Характеристики приводных ГТУ на режимах переменной мощности или температуры воздуха зависят от многих обстоятельств: схемы установки, регулируемых параметров (частота вращения силовой турбины, температура газа и т. п.), регулирующих факторов (изменение подачи топлива, изменение проходных сечений лопаток турбомашин), выбранной программы регулирования (закон изменения параметров). В отличие от компрессора, для которого частота вращения является одним из важнейших параметров переменного режима, так как она влияет на расход воздуха и напор компрессора, в турбине при варьировании числа оборотов происходят сравнительно небольшие изменения. Главные изменения режима работы турбины возникают при колебаниях термодинамических параметров, особенно давления перед или за турбиной, и в первую очередь они отражаются на расходе.

В многоступенчатой турбине при приблизительно одинаковых теплоперепадах на ступень степень понижения давления (степень расширения) растет от первой ступени к последней и, как следствие этого, увеличивается интенсивность возрастания удельного объема рабочего тела и объемного расхода. Поэтому изменение массового расхода в первую очередь отражается на последней ступени многоступенчатой турбины. При двух или трех последовательно работающих отсеках турбины (ТВД, ТНД, ССТ) в составе одной ГТУ вследствие снижения подачи топлива в камеру сгорания и уменьшения температуры снижение общего теплоперепада больше всего отражается на последней турбине. Поскольку массовый расход для отсеков турбины оди-

наков, то и мощность быстрее снижается в последующем отсеке, чем в предыдущем. При увеличении теплоперепада сверх номинального (повышение расхода топливного газа и температуры перед турбиной) нагружение происходит сначала в последнем отсеке турбины, затем в предыдущем и т. д.

Частота вращения является главным фактором переменного режима компрессора, определяющим его параметры. Вторым по значению фактором для осевого компрессора ГТУ является температура воздуха на входе, а для КВД — температура и давление на входе. Если частота вращения компрессора снижается, то падает и степень сжатия первых ступеней. Объемный расход для последних ступеней уменьшается не так, как на расчетном режиме. Происходит рассогласование проходных сечений ступеней из-за относительного увеличения объемного расхода. Чем дальше ступень от входа в компрессор, тем сильнее рассогласование на неполных оборотах. Лопатки последних ступеней на таких режимах обтекаются с большими положительными углами атаки, что снижает их напор и КПД всего компрессора. У первых ступеней из-за роста сопротивления рабочие точки приближаются к границе устойчивости.

В большинстве камер сгорания ГТУ при уменьшении нагрузки их КПД немного снижается из-за увеличения коэффициента избытка воздуха и падения давления в камере. Токсичность продуктов сгорания также изменяется. При увеличении нагрузки ГТУ выбросы оксидов азота NO_x повышаются, а выбросы оксида углерода CO и несгоревших углеводородов C_xH_y , наоборот, падают. Гидравлическое сопротивление камеры сгорания (как и других проточных трактов ГТУ — всасывающего и выхлопного тракта, тракта регенератора и т. д.) приблизительно пропорционально квадрату изменения объемного расхода рабочего тела, зависящего от массового расхода, степени сжатия, значения подогрева.

Существенное влияние на мощность и другие параметры ГТУ (расход, частота вращения, температура по тракту и т. д.) оказывает изменение температуры атмосферного воздуха (воздух на входе в осевой компрессор ГТУ). В условиях пониженных температур ГТУ способна вырабатывать относительно больше эффективной мощности, что объясняется снижением затрат энергии на сжатие более холодного воздуха в осевом компрессоре ГТУ. И наоборот, при высоких температурах воздуха, в летний период, часто наблюдается недовыработка мощности, особенно для установок с низким техническим состоянием.

Оценить отклонение основных параметров ГТУ от номинальных при изменении параметров окружающей среды можно с использованием зависимостей для приведения параметров. В представленных ниже зависимостях индексами «0» отмечены нормальные атмосферные условия (15 °С и 760 мм рт. ст.), индексами «ф» — фактические параметры работы в текущих атмосферных условиях.

Приведенный расход воздуха через ОК:

$$G_{\text{в.пр}} = G_{\text{в.ф}} \frac{P_{\text{в0}}}{P_{\text{в}}} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}}{T_{\text{в0}}}}.$$

Приведенная частота вращения ротора:

$$n_{\text{пр}} = n_{\text{ф}} \sqrt{\frac{T_{\text{в0}}}{T_{\text{в}}}}.$$

Приведенная температура продуктов сгорания:

$$T_{\text{г пр}} = T_{\text{г ф}} \frac{T_{\text{в0}}}{T_{\text{в}}}.$$

Приведенный расход топливного газа:

$$G_{\text{тг пр}} = G_{\text{тг ф}} \frac{P_{\text{в0}}}{P_{\text{в}}} \sqrt{\frac{T_{\text{в0}}}{T_{\text{в}}}} \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{м0}}}.$$

Приведенная эффективная мощность ГТУ:

$$N_{\text{е пр}} = N_{\text{е ф}} \frac{P_{\text{в0}}}{P_{\text{в}}} \sqrt{\frac{T_{\text{в0}}}{T_{\text{в}}}}.$$

3.4. Парогазовые установки

Соединение в одном энергоблоке газотурбинных и паротурбинных установок, работающих по высоко- и низкотемпературным циклам, позволяет повысить эффективность использования топлива и обеспечить рост КПД при работе парогазовых установок до 60 % и более, а теплофикационных ПГУ в конденсационном режиме — до 45–50 % [24]. Помимо высокой экономичности ПГУ обладают также низкими удельными показателями выбросов вредных веществ с продуктами сгора-

ния в атмосферу, а также меньшим уровнем вредного теплового воздействия на окружающую среду.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе. Наиболее широко распространенными являются ПГУ с котлом-утилизатором (КУ), принципиальная схема которой представлена на рис. 3.6. Выходные газы ГТУ поступают в КУ, в котором большая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в КУ пар направляется в ПТУ, в которой вырабатывает дополнительное количество энергии, после чего конденсируется в конденсаторе и подается в жидком состоянии с помощью насоса обратно в КУ.

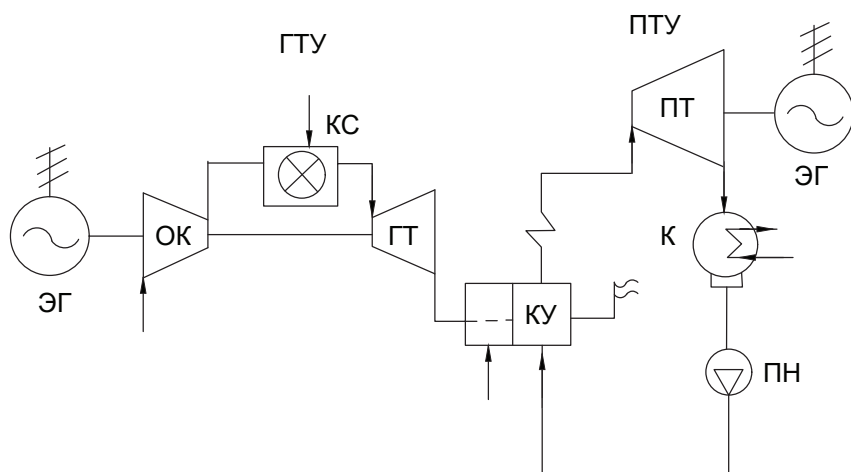


Рис. 3.6. Принципиальная схема ПГУ с КУ:

ОК — осевой компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; КУ — котел-утилизатор; ПТ — паровая турбина; К — конденсатор; ПН — питательный насос; ЭГ — электрогенератор

Газ и пар могут применяться в энергетической установке в виде смеси (монарный цикл) или в отдельных контурах (бинарный цикл). ПГУ с КУ часто называют бинарными.

В стационарной и судовой энергетике находят применение следующие типы ПГУ, работающих по бинарному или монарному циклу [24]:

- с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ), когда котел расположен в тракте ГТУ между компрессором и турбиной, т. е. такой котел совмещает функции камеры сгорания ГТУ и парогенератора ПТУ;

- сбросного типа — с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ);
- утилизационного типа с КУ (рис. 3.6);
- с параллельной схемой (параллельная генерация пара в КУ и в паровом котле традиционной схемы);
- с развитым подогревом питательной воды за счет теплоты уходящих газов ГТУ (ПГУ ПВ);
- со сжиганием твердого топлива в циркуляционном кипящем слое под давлением (ПГУ ЦКСД);
- с внутрицикловой газификацией угля (ПГУ с ВЦГУ);
- с впрыском воды или пара (ПГУ смешения).

Первые пять типов относятся к ПГУ на газообразном или жидком топливе, последние два — на твердом топливе. Однако в ПГУ с НПГ уходящие газы ГТУ поступают в топку обычного котла и используются для сжигания дополнительного топлива, в качестве которого может выступать и уголь.

3.5. Установки в гидро- и ветроэнергетике

Значительное количество электроэнергии во всем мире вырабатывается на гидро- и ветроэлектростанциях.

Строительство плотины для ГЭС требует проведения предварительных работ по изменению русла реки — рытье котлована. Плотина строится из железобетона и представляет собой монолитное сооружение. Вода под напором, создаваемым плотиной, направляется в водовод, который заканчивается гидротурбиной. Турбина вращает вал, соединенный с ротором генератора. Количество вырабатываемой электроэнергии на ГЭС зависит от потенциальной энергии воды, запасенной в водохранилище, и КПД ее преобразования в электроэнергию. Мощность ГЭС зависит как от количества воды, так и от перепада между водной поверхностью водохранилища и уровнем установки гидроагрегата:

$$P = \rho g Q H,$$

где ρ — удельный вес воды, г/см³; g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²; Q — расход воды через турбину, м³; H — напор воды, м.

Разница между верхним и нижним бьефом водохранилища называется напором. Вода, поступающая на турбину под высоким напором, имеет большую потенциальную энергию, чем при малом напоре, и поэтому на высоконапорной ГЭС требуется меньший расход воды для получения одинаковой мощности. Чем выше напор, тем меньше габариты турбины, а это, в свою очередь, удешевляет стоимость всего сооружения. Но высокий напор не всегда удается создать, поскольку мощность ГЭС и количество вырабатываемой ею электроэнергии в основном зависят от топографических условий в районе размещения водохранилища и тела плотины. Водное пространство перед плотиной называется верхним бьефом (ВБ), а водное пространство за плотиной называется нижним бьефом (НБ). Разность отметок уровней воды верхнего и нижнего бьефов называется статическим напором [20].

В зависимости от того, каким способом создается (концентрируется) напор, различают следующие схемы гидроустановок:

- плотинную, при которой весь напор создается плотиной. Такие схемы создания напора бывают приплотинные и русловые. Плотина перегораживает русло реки, в результате чего уровень воды перед плотиной поднимается, образуя водохранилище той или иной емкости;
- деривационную, при которой напор создается деривационными (отводными) сооружениями. Такую схему создания напора применяют на горных реках, имеющих значительные уклоны. Водовод, по которому вода отводится из реки, называется деривацией (открытый канал, туннель, трубопровод и т. д.);
- смешанную плотинно-деривационную, при которой напор создается как плотиной, так и деривационными сооружениями.

До 20 % установленной мощности в энергетике нашей страны приходится на гидроустановки.

В отличие от гидроэнергетики ветроэнергетика в нашей стране получила меньшее развитие. Тем не менее в мире с каждым годом растет установленная мощность ветроустановок. В 2015–2017 годы в мире ввели 169,77 ГВт новых мощностей. Общая установленная мощность ВЭС к концу 2017 году достигла значения 539,58 ГВт, при этом в тройку лидеров по общей мощности ветроэнергетики в мире входит Китай (188,2 ГВт, 35 %), США (89 ГВт, 17 %) и Германия (56,1 ГВт, 10 %). Доля первых десяти стран рейтинга в мировом ветроэнергетическом балансе составляет порядка 85 %. В десятилетней перспективе до 2027 года

ежегодно Китай будет вводить более 20 ГВт энергии. Россия пока находится в самом начале своего развития, хотя взят масштабный курс на развитие возобновляемых источников энергии. Весь объем будущих вводов ВЭС до 2024 года составит около 3 ГВт мощности.

ВЭС развиваются в направлении создания ветротурбин больших размеров, для того чтобы они могли поглощать больше энергии ветра. Основной проблемой в ветроэнергетике является стоимость производства ветроустановок. Например, стоимость установки, производящей 1 МВт, составляет около 1 миллиона долларов. Также есть масса других недостатков. Сила ветра весьма переменчива и зачастую непредсказуема. При строительстве ветряных электростанций необходимо предварительное исследование и разработка карты ветров. Ветряные электростанции, как правило, находятся в отдалении от потребителя. Ветряные турбины принуждают некоторые виды птиц менять пути миграции. Ветряные турбины создают шум, сравнимый с шумом автомобиля. Также турбины могут создавать помехи, ухудшающие прием радио- и телепередач. Они сложны в проектировании и монтаже. Кроме всего, имеется сложность сохранения (аккумулирования) избытка энергии.

3.6. Основные понятия энергосбережения и экологии

Изучение методов добычи, использования и преобразования энергии, принципов действия и устройства энергетических машин и установок, области их применения должно также сопровождаться анализом понятий энергосбережения и экологии.

3.6.1. Понятие энергосбережения

Между биологическими системами и окружающей средой непрерывно происходит самопроизвольный обмен веществом и энергией. Обмен, который происходит между человеком и природой в процессе его деятельности перешел на иной уровень — от самопроизвольного обмена к осознанной трудовой деятельности (производства и потребления), направленной на видоизменение и приспособление эле-

ментов природы для удовлетворения собственных потребностей. Изменения в обществе и природе формируются динамикой развития экономики конкретной страны или региона, а показателем этих изменений является уровень энерговооруженности жизни. Настоящее условие развития общества определяется необходимостью рационального расхода энергии, снижения ее удельных затрат во всех сферах человеческой деятельности — энергосбережением. Эффективное использование энергии связано в том числе с ограничением применения невозобновляемых источников энергии и переходом к максимальному использованию возобновляемых источников энергии. По мере освоения новых технологий необходимо решать и экологические проблемы. Все чаще поднимаются вопросы об энергоэкологическом способе производства, связывающем способы обеспечения производства и населения энергией с экологическими последствиями применения этих способов [25].

Для оценки технико-экономического развития общества стоит проанализировать темп роста полезной мощности (энергии), которая имеется в распоряжении этого общества. В максимально простой форме закон сохранения мощности можно представить как

$$W = W_a + W_{\pi},$$

где W — полная мощность потоков на входе в систему (располагаемая у общества мощность); W_a — активная мощность на выходе из системы (та часть полной мощности, которая затрачивается целесообразно); W_{π} — потери мощности, которые состоят из пассивной мощности (мощность потока потерь, связанных с несовершенством техники и технологии) и реактивной мощности потока (определяется несовершенством организации общественного производства).

Следовательно, эффективность общественного производства можно определить как

$$\eta = W_a/W = (W - W_{\pi})/W.$$

Повышение величины η и соответственно снижение величины W_{π} (ее составляющих) является задачей энергосбережения.

В общих понятиях основными принципами энергосбережения являются следующие [25]:

- из всех изменений, которые наблюдаются в реальных изолированных системах, следует использовать в первую очередь те, ко-

которые способствуют снижению интенсивности возрастания энтропии (ограничению темпов деградации энергии);

- обеспечение в любой изолированной системе состояния с минимальным производством энтропии и есть энергосберегающий принцип функционирования этой системы;
- принцип максимально возможного сохранения структуры системы в неравновесном состоянии и есть одно из условий энергосберегающего развития этой системы;
- энергосберегающая деятельность включает в себя мероприятия по снижению темпов деградации любых видов энергии, связанных с их переходом в тепловую энтропию, реализацию мер, способствующих росту упорядоченности строения любых систем (с формированием устойчивого общества, учитывающего интересы будущих поколений), и обмен информацией между отдельными частями в любой системе, способствующий накоплению негэнтропии (отрицательной энтропии).

Устойчивое развитие подразумевает удовлетворение потребностей современного поколения, не угрожая возможности будущих поколений удовлетворять собственные потребности.

3.6.2. Потенциал энергосбережения

Потенциал энергосбережения заключается в повышении эффективности полезного использования топлива и энергии, расходуемых во всем мире. По различным данным мировая электроэнергетика использует около 30–35 % энергии, которой обладает израсходованное для ее нужд ископаемое топливо, т. е. 65–70 % энергии топлива при этом теряется (не используется полезно). Средний КПД традиционных паросиловых ТЭС, эксплуатируемых в настоящее время в России, находится на уровне 32,5 %, иными словами, 67,5 % составляют потери энергии. В транспорте около 25 % энергии используется полезно и до 75 % теряется. Примерно 55 % энергии, используемой в черной металлургии, расходуется эффективно. В отраслях, в которых используется вторичная энергия (например, преобразованная от первичной энергии ископаемого топлива во вторичную электрическую или тепловую энергию) для работы различных промышленных энергетических машин, доля полезно использованной энергии достигает 70–75 %.

Каждая энергетическая машина и установка характеризуется величиной коэффициента полезного действия, показывающего, какая доля от общей энергии, затраченной на работу машины или установки, используется полезно (по назначению), а какая — составляет потери. В целом только около 50 % всей энергии, расходуемой в мире, используется эффективно, вторая половина — это потери энергии (при преобразовании одного вида в другой, на тепловое излучение, с охлаждаемой водой и т. д.) [25].

Оценить величину расходуемой энергии различными видами технологических производств несложно, в отличие от величины потенциала энергосбережения — количества энергии, которое удалось бы сэкономить и использовать полезно при внедрении энергосберегающих конструкций оборудования для выполнения этих технологических процессов.

Различают две группы факторов, влияющих на полезное использование энергии в различных вариантах производства конечной продукции или услуг: субъективные и объективные. К субъективным относятся, например, отсутствие желания потребителя или группы потребителей разумно ограничивать себя в расходе топлива и энергии вследствие недостаточной грамотности; отсутствие понимания наличия дефицита топлива и проблем освоения новых источников энергии; отсутствие в мировой практике единого свода правил, учет которых обязателен при производстве и потреблении энергии. К объективным факторам относят капитальные затраты, затраты на топливо, издержки производства, издержки на техническое обслуживание, ремонт и модернизацию энергетического оборудования, надежность этого оборудования, затраты труда, различные социальные факторы (охрана окружающей среды, охрана труда) и т. д.

Россия, обладая большими запасами природных ресурсов и являясь одной из ведущих энергетических держав, полностью обеспечивает свои внутренние энергетические потребности за счет собственных ресурсов. Однако вместе с этим в нашей стране отмечается относительно низкий уровень эффективности использования топлива и энергии в большинстве сфер экономики. Удельная энергоемкость валового внутреннего продукта в России в 1995 году почти втрое превышала среднемировой показатель и достигала 1,3 т у. т. в расчете на 1000 долларов США [25]. Иными словами, российский производитель тратил на производство продукции в три раза больше энергии, чем в среднем осталь-

ной мир. С этого времени было запущено несколько государственных и региональных программ энергосбережения и повышения энергетической эффективности. По данным за 2012 год [26], энергоемкость ВВП России составила 0,38 т у. т./тыс.долл.США (более чем в двое выше показателя Канады, чьи климатические условия сопоставимы), при этом Россия не входила даже в первую сотню рейтинга стран по энергоэффективности. Формирование в России энергоэффективного общества является одной из важнейших современных задач. Основной целью действующей государственной программы «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» является снижение энергоемкости валового внутреннего продукта на 40 % в 2007–2020 годах.

Структура энергосбережения должна включать в первую очередь экономию энергоресурсов в промышленности, топливно-энергетическом комплексе, жилищно-коммунальном хозяйстве, транспорте и сельском хозяйстве.

3.6.3. Энергосбережение на предприятии и в быту

В условиях быстрого роста цен на органическое топливо энергосбережение во всех отраслях промышленности является важнейшим фактором снижения себестоимости производства продукции и повышения ее конкурентоспособности.

При работе промышленных предприятий, с одной стороны (на входе), имеются затраты энергии, сырья и труда, а с другой (на выходе) — выпуск продукции, выход вторичных энергоресурсов и материалов. Очень часто предприятия не используют такие вторичные ресурсы, что фактически напрямую относится к потерям энергии. Другим источником потерь являются непосредственно потери в различном промышленном оборудовании, эффективность которого может значительно изменяться (от 10 до 80 %).

В соответствии с ГОСТ Р 51387–99 вторичные топливно-энергетические ресурсы — это топливно-энергетические ресурсы, полученные как отходы или побочные продукты (сбросы и выбросы) производственного технологического процесса. ВЭР подразделяют на следующие группы: горючие, избыточного давления и тепловые. Горючие ВЭР — это все виды топливных вторичных продуктов и отходов, полу-

чаемые в результате технологических процессов с участием топливных и сырьевых (горючих) ресурсов. ВЭР избыточного давления — газы и жидкости, обладающие потенциальной энергией, покидающие технологические агрегаты под избыточным давлением, достаточным для их дальнейшего эффективного использования. Тепловые ВЭР — это физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов, теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства, рабочих тел систем принудительного охлаждения технологических агрегатов и установок, теплота горячей воды и пара, отработавших в технологических и силовых установках. Тепловые ВЭР могут использоваться как непосредственно в виде теплоты, так и для раздельной или комбинированной выработки теплоты, электроэнергии в утилизационных установках. Например, к тепловым ВЭР газотранспортных предприятий относится высокопотенциальная теплота уходящих газов ГТУ (до 500 °С) и ДВС, которые используются для привода ГПА, а также низкопотенциальная теплота охлаждающего воздуха после аппаратов воздушного охлаждения компримируемого газа. К ВЭР избыточного давления относится потенциальная энергия транспортируемого по магистральному газопроводу газа.

На объектах эксплуатации энергетического оборудования основными способами снижения расходов энергоресурсов являются повышение эффективности утилизации сбросной теплоты, совершенствование и повышение КПД энергетических машин и установок, автоматизация управления технологическими процессами и т. д.

На машиностроительных предприятиях только около 30 % всех потребляемых энергоресурсов может расходоваться на непосредственно технологические процессы и до 70 % — на работу ТЭЦ, котельные, вентиляцию, освещение, выработку сжатого воздуха, внутризаводской транспорт и иные вспомогательные нужды.

Потенциальные возможности энергосбережения на различных предприятиях схожи. Обобщенно основными направлениями является проведение энергоаудитов, организация учета потребления энергоресурсов, повышение уровня эксплуатации и технического обслуживания оборудования, модернизация оборудования и технологических процессов, внедрение новых технологий, внедрение возобновляемых источников энергии.

Из всей потребляемой в быту энергии до 79 % идет на отопление помещений, около 15 % энергии расходуется на тепловые процессы (на-

грев воды, приготовление пищи и т. д.), 5 % — электрическая бытовая техника и около 1 % энергии приходится на освещение, радио- и телевизионную технику.

3.6.4. Экологические показатели

Стоимость использования энергии является не единственным критерием ее оценки, поскольку высокую «цену» приходится также платить в связи с влиянием производства энергии на окружающую среду. В результате любого сгорания образуется углекислый газ и могут выделяться оксиды серы и азота (особенно при сжигании угля). Загрязнение воздуха приводит к кислотным дождям, уничтожающих водоемы и растительность, к возникновению парникового эффекта, изменяющего климат, к развитию множества заболеваний. Атомные электростанции производят излучения, уровень которого в случае аварии многократно возрастает, при этом большой проблемой является захоронение ядерных отходов. Любая тепловая электростанция повышает температуру воды и атмосферы. Промышленность (заводы, электростанции, линии передач и т. д.) влияет на жизнь и местность, где она располагается, оказывая влияние на естественную природу.

Даже один из самых дешевых (с точки зрения себестоимости производства киловатт-часа) способов получения энергии, на гидроэлектростанциях, оказывает отрицательное влияние на окружающую среду. ГЭС относятся к установкам, работающим на возобновляемых источниках энергии, но в сравнении с использованием других видов природных ресурсов преобразование гидроэнергии в электрическую значительно воздействует на окружающую среду. Формы и характер этих воздействий принципиально отличаются от воздействий станций других типов. Но и среди возобновляемых источников энергии гидроэнергия занимает особое место. В процессе создания и в последующей работе солнечных и ветровых преобразователей энергии практически отсутствуют какие-либо значительные отрицательные воздействия на окружающую среду. Промежуточное положение в этой связи занимают приливные станции, так как при их возведении требуется строить плотину для обеспечения подпора воды после отлива, что приводит к необходимости создавать водохранилище с циклическим режимом стоков в течение суток. Для работы ГЭС надо соору-

жать постоянные водохранилища с большой площадью зеркала водной поверхности, которая может оказывать значительное вредное воздействие на окружающую среду. Данное воздействие может выражаться в уничтожении уникальной флоры и фауны в бассейнах рек (например, нарушение путей нереста благородных пород рыб), затоплении плодородных почв, сокращении стока воды ниже плотины по течению, прекращении сезонных паводков, нанесении ущерба ландшафту, создании очень большого давления на малый участок поверхности земли (которое приводит к возникновению напряжений в породах, слагающих дно, и если их не снять, то появляется потенциальный источник землетрясения), заиливании и засорении водохранилища (поэтому полезное использование ГЭС продолжается от 50 до 200 лет).

Первым глобальным соглашением об охране окружающей среды стал Киотский протокол в 1997 году. Он обязывал развитые страны и страны с переходной экономикой сократить или стабилизировать выбросы парниковых газов.

Активно используют понятие углеродный след (Carbon Footprint) — количество парниковых газов, причиной которых стала деятельность организаций, действий по транспортировке продуктов, производства продуктов или деятельности человека.

Для сравнения различных источников выбросов вредных веществ используют CO_2 -эквивалент. Для перевода полученных данных о выбросах парниковых газов на CO_2 -эквивалент необходимо их умножить на соответствующие потенциалы глобального потепления (ПГП, Global warming potential, GWP) — коэффициенты, определяющие степень воздействия различных парниковых газов на глобальное потепление. Эффект от выброса оценивается за определенный промежуток времени. Например, для метана за период 100 лет ПГП равняется 25, а для оксида азота — 298.

Контрольные вопросы к главе 3

1. Опишите принципиальную схему паротурбинной установки.
2. Опишите цикл и принцип действия паротурбинной установки.
3. В чем преимущества и недостатки установок, работающих по органическому циклу Ренкина?

4. Опишите принципиальную схему и принцип действия газотурбинной установки.
5. Назовите особенности эксплуатации газотурбинных установок.
6. Опишите принципиальную схему простейшей парогазовой установки.
7. Назовите типы парогазовых установок и их особенности.
8. От чего зависит мощность гидроэлектростанции?
9. Назовите и опишите схемы работы гидроустановок на гидроэлектростанциях.
10. Перечислите основные недостатки ветроустановок.
11. Что такое энергосбережение? Назовите основные принципы энергосбережения.
12. Опишите потенциал энергосбережения на различных объектах.
13. Сравните различные способы получения и преобразования энергии с точки зрения их экологичности.
14. Что такое углеродный след?

Список библиографических ссылок

1. Меркулов В. И., Кустарев Ю. С. Энергетические машины и установки : учебное пособие. — М. : МГТУ «МАМИ», 2011. — 257 с.
2. Коноваленко Н. П. Особенности отраслевой структуры газовой промышленности России // Экономика: вчера, сегодня, завтра. — 2016. — № 9. — С. 150–159.
3. Энергетика России: информационный портал «Моя энергия» : [сайт]. — URL: <http://www.myenergy.ru/russia/> (дата обращения: 20.09.2019).
4. Ольховский Г. Г. Развитие отечественной газотурбинной энергетики // Сборник докладов LXIV Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Фундаментальные проблемы применения современных ГТУ в отечественной экономике — результаты освоения и эксплуатации и задачи на будущее», 12–15 сентября 2017 г., г. Казань. — М. : ВТИ, 2017. — С. 7–10.
5. Сальников С. Ю., Щуровский В. А. Проблемы поддержания работоспособности газокompрессорного парка в современных условиях // Сборник докладов LXIV Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Фундаментальные проблемы применения современных ГТУ в отечественной экономике — результаты освоения и эксплуатации и задачи на будущее», 12–15 сентября 2017 г., г. Казань. — М. : ВТИ, 2017. — С. 21–25.
6. Казаджан П. К., Тихонов Н. Д., Янко А. К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин : учебник. — М. : Машиностроение, 1983. — 217 с.
7. Батулин О. В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин» : учеб. пособие. — Самара : СГАУ, 2011. — 241 с.
8. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. — М. : Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. — 596 с.

9. Ревзин Б. С. Осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов : учеб. пособие. — Екатеринбург : УГТУ, 2000. — 90 с.
10. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров : пер. с англ. — М. : Мир, 2000. — 688 с.
11. Ваняшов А. Д. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия : конспект лекций. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2006. — 288 с.
12. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа : справ. пособие. — М. : Недра, 1991. — 303 с.
13. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. — М. : Машиностроение, 1995. — 240 с.
14. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. — М. ; Л. : Машиностроение, 1981. — 351 с.
15. Локалов Г. А., Марковский В. М. Осевые и центробежные насосы тепловых электрических станций : учеб. пособие. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. — 140 с.
16. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы : справочное пособие. — М. : Энергоиздат, 1981. — 200 с.
17. Абианц В. Х. Теория авиационных газовых турбин. — М. : Гос. изд-во оборон. пром-сти, 1953. — 218 с.
18. Ревзин Б. С., Комаров О. В. Энергетические газотурбинные установки стационарного типа : учеб. пособие. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2010. — 284 с.
19. Копелев С. З., Слитенко А. Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД. — Харьков : Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1994. — 240 с.
20. Черкасова Н. И. Общая энергетика : учеб. пособие. — Рубцовск : Рубцовский индустриальный институт, 2010. — 161 с.
21. Кривцов В. С., Олейников А. М., Яковлев А. И. Неисчерпаемая энергия. Кн. 2. Ветроэнергетика. — Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т» ; Севастополь : Севаст. нац. техн. ун-т, 2004. — 519 с.
22. Вульффов Е. Э. Паротурбинные установки : конспект лекций. — Екатеринбург : УГТУ УПИ, 2000. — 163 с.

23. Комаров О. В., Блинов В. Л., Шемякин А. С. Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок : учеб.-метод. пособие. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 164 с.
24. Култышев А. Ю., Голошумова В. Н. Парогазовые установки тепловых электрических станций : учеб. пособие. — Екатеринбург : УрФУ, 2010. — 135 с.
25. Данилов Н. И., Щелоков Я. М. Основы энергосбережения : учебник / под ред. Н. И. Данилова. — Екатеринбург: Институт энергосбережения, 2008. — 526 с.
26. Долматов И. А., Шутова М. А. Методология прогнозирования энергоемкости ВВП и отдельных отраслей (секторов) экономики // Открытый семинар «Экономика энергетики» (семинар А. С. Некрасова). — М. : Изд-во ИНП РАН, 2014. — 29 с.

